



Väylävirasto
Trafikledsverket

Väyläviraston julkaisu
41/2020

KISKON SIVUKULUMISEN VAIKUTUS KALUSTON SUISTUMISRISKIIN



Tiia-Riikka Lopenen, Ida Sangi, Heikki Luomala

Kiskon sivukulumisen vaikutus kaluston suistumisriskiin

Väyläviraston julkaisuja 41/2020

Kansikuva: Väyläviraston kuva-arkisto

Verkkojulkaisu pdf (www.vayla.fi)

ISSN 2490-0745

ISBN 978-952-317-796-3

Väylävirasto

PL 33

00521 HELSINKI

Puhelin 0295 34 3000

Tiia-Riikka Loponen, Ida Sangi ja Heikki Luomala: Kiskon sivukulumisen vaikutus kaluston suistumisriskiin. Väylävirasto. Helsinki 2020. Väyläviraston julkaisuja 41/2020. 97 sivua. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-796-3.

Asiasanat: raiteet, kiskot, kalusto, suistuminen, kuluminen, suistumisriski, kiskon sivukuluminen, tehollinen kartiokkuus, kiskoprofiili, pyöräprofiili, pyörä-kisko-kontakti, matkustusmukavuus, laippakontakti, kaluston ohjautuvuus

Tiivistelmä

Kiskon sivukuluneisuuden raja-arvojen kasvattaminen vähentäisi kiskon vaihtoja hiontarvetta, joka johtaisi merkittäviin kustannushyötyihin. Sivukulumisen myötä raideleveys ja kiskon profiili kuitenkin muuttuvat, ja tämä vaikuttaa kaluston kulkuominaisuuksiin. Kiskot kuluvat kaarteiden ulkokiskoilla tyypillisesti sivusta ja suorilla osuuksilla sekä kaarteiden sisäkiskoissa päältä. Sivukuluminen on näistä voimakkain ilmiö, sillä sivukulumiseen liittyvässä vierintäkontaktissa esiintyy pyörän laipan ja kiskon reunan välisen kiertoluisuman takia eniten osittaisluistoa.

Projektin tarkoituksena oli pohtia kiskon sivukulumisen nykyisten raja-arvojen validiutta ja arvioida kiskon sivukuluman aiheuttamaa suistumisriskiä suurten nopeuksien hyvälaatuisilla rataosilla. Työssä tarkasteltiin myös kiskon sivukulumisen vaikutusta matkustusmukavuuteen. Nykyisten kiskon sivukulumisrajojen suhteellista suuruusluokkaa arvioitiin kirjallisuusselvityksellä, jossa haettiin tietoa eri maissa käytössä olevista raja-arvoista. Kirjallisuusselvityksen perusteella Suomessa käytössä olevat kiskon sivukulumisrajat ovat melko tiukat.

Laskennallisessa tarkastelussa kiskon sivukulumisen todettiin heikentävän aina ohjautuvuutta, mikä lisää pyöräkerran sivuttaissiirtymää kaarteissa. Raidevälitys on kuitenkin tällöin kasvanut, joten pyöräkerralla on myös tilaa hakea ohjautuvuutta suuremman sivuttaissiirtymän kautta ennen laippakontaktin syntymistä. Laippakontakti aiheuttaa pyörän ja kiskon väliseen kontaktiin aina poikittaisvoiman, mikä kasvattaa suistumisriskistä kertovan Y/Q -suhteen arvoa.

Simulointitulosten perusteella todettiin, että kiskon sivukulumisen raja-arvoja voidaan kasvattaa useita millimetrejä, sillä kiskon sivukuluminen ei vaikuta merkittävästi suistumisriskiin tai matkustusmukavuuteen. Kaluston ohjautuvuuteen vaikuttaa ennen kaikkea kiskoprofiilin kulumismuoto, ei niinkään sivukulumisen määrä. Epästabiili käyttäytyminen on suistumisriskin kannalta vaarallisinta, mutta vaikka muutamissa simuloinneissa havaittiin kaluston epästabiilia käytöstä, se ei liittynyt suoranaisesti kiskon sivukuluneisuuteen. Epästabiilin käyttäytymisen todettiin johtuvan lähinnä profiiliparien huonosta yhteensopivuudesta ja niille ominaisesta liikkeen taajuudesta. Kiskon sivukulumisen raja-arvojen kasvattaminen edellyttää kuitenkin seurantamittauksia sekä kalustosta että radasta, jotta varmistetaan Y/Q -suhteen pysymisestä riittävän alhaisena. Lisäksi on syytä varautua siihen, että kiskon kulumisnopeus kasvaa jonkin verran kiskon kulumisen myötä. Tämä riippuu kuitenkin vahvasti profiilipareista eli vaikutus on rataosakohtainen.

Tiia-Riikka Loponen, Ida Sangi och Heikki Luomala: Inverkan av sidoslitage på räls för urspårningsrisk. Trafikledsverket. Helsingfors 2020. Trafikledsverkets publikationer 41/2020. 97 sidor. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-796-3.

Sammandrag

En ökning av gränsvärden för sidoslitage på räls skulle minska behovet av byte och slipning av rälsen, vilket skulle leda till betydande kostnadsfördelar. Med sidoslitage förändras dock spårvidden och rälsprofilen, vilket påverkar järnvägsfordons köregenskaper. Rälsen slits vanligtvis på sidan på de yttre skenorna i kurvor och ovanpå på raka avsnitt och de inre skenorna i kurvor. Sidoslitage är det starkaste fenomenet av dessa, eftersom det i den rullande kontakten som gäller sidoslitage uppkommer mest partiell slirning på grund av rotationsslirningen mellan hjulflänsen och rälskanten.

Syftet med projektet var att diskutera validiteten i de nuvarande gränsvärdena för sidoslitage på rälsen och att bedöma risken för urspårning på grund av sidoslitage på rälsen på höghastighetsbanavsnitt av god kvalitet. I arbetet behandlades även inverkan av sidoslitage på rälsen på resekomforten. Den relativa storleksklassen på de nuvarande sidoslitagegränserna för räls bedömdes genom en litteraturstudie, där man sökte information om de gränsvärden som används i olika länder. Enligt litteraturstudien är de sidoslitagegränser som används i Finland rätt strikta.

Vid analysen konstaterades att sidoslitage alltid försämrar fordons styrkaraktäristisk, vilket ökar hjulparets sidoförskjutning i kurvor. Spårspelet har emellertid ökat i detta fall, vilket gör att hjulparet har utrymme att söka efter styrning genom en större sidoförskjutning innan flänskontakten skapas. Flänskontakten orsakar alltid en tvärgående kraft mot kontakten mellan hjulet och skenan, vilket ökar värdet Y/Q -relationen som anger risken för urspårning.

Utifrån simuleringsresultaten konstaterades att sidoslitagegränserna för rälsen kan ökas med flera millimeter, eftersom sidoslitaget inte har någon betydande inverkan på risken för urspårning eller resekomfort. Järnvägsfordons styrning påverkas framför allt av formen av slitaget på rälsprofilen, snarare än av mängden sidoslitage. Instabilt beteende är det farligaste ur ett urspårningsperspektiv, men även om vissa simuleringar fann ett instabilt beteende hos fordon, var det inte direkt relaterat till sidoslitaget på rälsen. Instabilt beteende konstaterades främst bero på dålig kompatibilitet mellan profilparen och deras karakteristiska rörelsefrekvens. För att öka gränsvärdena för sidoslitage på rälsen krävs dock uppföljningsmätningar av både järnvägsfordon och banan för att säkerställa att Y/Q -relationen förblir tillräckligt låg. Dessutom är det värt att räkna med att slitagehastigheten på rälsen ökar något i och med att rälsen slits. Detta beror dock mycket på profilparen, dvs. effekten är bandelsspecifik.

Tiia-Riikka Loponen, Ida Sangi and Heikki Luomala: The impact of rail side wear to the derailment risk of rolling stock. Finnish Transport Infrastructure Agency. Helsinki 2020. Publications of the FTIA 41/2020. 97 pages. ISSN 2490-0745, ISBN 978-952-317-796-3.

Abstract

Increasing rail side wear limits would decrease the need for rail change and rail grinding which would bring on great financial benefits. Side wear in rail, however, changes track gauge and rail profile shape, which immediately affects train movement. It is typical that in curves rail wear occurs on the side of rail head and in straight track on top of rail. As a phenomenon, rail side wear is more severe than rail top wear since strong rotational creep forces will arise in the contact between wheel flange and rail side.

The aim of this project was to observe the validity of current rail side wear limits in Finland. It was also important to look at potential derailment risk caused by strong rail side wear, especially in good quality track sections with high velocities. The project also included evaluation of train passenger inconvenience and its dependency on rail side wear. Literature review was made to find out how rail side wear limits in Finland compare to other countries. It was found out, that the limits in Finland are quite strict.

In calculational study, rail side wear was consistently noticed to weaken wheel-set guiding properties, which increases the amount of wheelset side movement in curves. However, due to rail side wear, track clearance has also grown, so there is more space for the wheelset to move laterally without flange contact. Flange contact always causes a high lateral force, which increases the value of Y/Q and therefore the risk of derailment.

Based on simulation results, it was concluded that rail side wear limits in Finland can be increased several millimeters. Rail side wear was not noticed to cause any significant change on train derailment risk or passenger inconvenience. Train guidance properties are mainly affected by the shape of rail profile, not the amount of rail side wear.

Unstable behavior of a vehicle is one obvious reason for higher derailment risk. In a large number of simulations made in this project, unstable behavior was observed a few times. Reason for that, however, was not the amount of side wear in rail directly, but rather the poor interoperability in the combinations of rail and wheel profiles.

Rail side wear limits in Finland can be increased, but it requires some control measurements to be done in both vehicles and track, to be sure that the Y/Q value stays low enough. Along with rail wear, the rate of rail wear may also rise, and it is good to be prepared for that. This phenomenon, however, is highly dependent on the combinations of wheel and rail profiles. Therefore, the rate of rail wear varies in different track sections.

Esipuhe

Tämän projektin tavoitteena on ollut selvittää, millaisia vaikutuksia kiskon sivukulumisella on junakaluston kulkuun yleisesti ja erityisesti kaluston suistumisriskiin. Tutkimus on tehty Väyläviraston toimeksiannosta Tampereen yliopiston Maa-, pohja- ja ratarakenteiden yksikössä osana Elinkaaritehokas Väylänpito (ETEVÄ) -tutkimusohjelmaa.

Tämän tutkimuksen ja raportin on tehnyt väitöskirjatutkija Tiia-Riikka Lojonen ja tutkimukseen on lisäksi osallistunut tutkimusapulainen Ida Sangi Tampereen yliopistosta. Työn ohjaajina ovat toimineet projektipäällikkö Heikki Luomala Tampereen yliopistosta sekä ylitarkastaja Tuija Myllymäki Väylävirastosta.

Helsingissä elokuussa 2020

Väylävirasto
Tekniikka ja ympäristö

Sisältö

1	JOHDANTO	8
2	KISKON SIVUKULUMINEN	10
2.1	Kiskon sivukulumisen raja-arvot Suomessa ja maailmalla	12
2.2	Kiskon sivukulumisen syyt	22
3	JUNAN SUISTUMISRISKI	24
3.1	Raiteilta suistumisen syyt	24
3.2	Pyörän laipan nousu	25
3.3	Raiteiltasuistumiskriteeri	27
3.4	Kiskoon kohdistuvan poikittaisvoiman vaikutus suistumisriskiin	36
4	KISKON SIVUKULUMISEN VAIKUTUS SUISTUMISRISKIIN	38
4.1	Kiskon sivukulumisen vaikutus kaluston ohjautumiseen	39
4.2	Kiskon sivukulumisen vaikutus pyörän ja kiskon välisiin voimiin	41
4.3	Kiskon sivukulumisen vaikutus suistumisriskiin muiden suistumissyiden tapauksessa	41
5	LASKENNALLINEN TARKASTELU JA SIMULOINNIT	45
5.1	Simulointitapauksien valinta ja esittely	45
5.1.1	Pyöräkerran vierintäsäde-erojen laskennallinen tarkastelu	50
5.1.2	Simuloinneissa käytettävät pyörä- ja kiskoprofiilit	64
5.2	Simulointitulokset	65
5.2.1	Suistumisriskistä kertovat Y/Q-arvot	67
5.2.2	Kulumisesta kertovat T _y -arvot	76
5.2.3	Poikittaiskiihtyvyydet	82
5.2.4	Eriyistilanteet	85
6	YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	92
	LÄHTEET	95

1 Johdanto

Kiskon sivukulumisen raja-arvot ovat Suomessa kansainväliseen tasoon verrattuna melko tiukat. Sivukulumisrajojen kasvattaminen toisi kiskon vaihto- ja hio- mistarpeen vähenemisen myötä merkittäviä kustannushyötyjä. Kiskon sivukulumisen kuitenkin muuttaa kiskon profiilia ja raideleveyden levenemisen myötä myös raidevälystä. Kiskoprofiilin muuttuminen sekä raideväläyksen kasvaminen vaikuttavat teholliseen kartiokkuuteen ja sitä kautta kaluston kulkuominaisuuksiin ja ohjautumiseen. Tämän projektin tarkoituksena on selvittää, miten kiskon sivukulumisrajojen kasvattaminen vaikuttaisi kalustojen kulkuominaisuuksiin. Muutoksia tarkastellaan projektissa laskennallisten tarkasteluiden ja simulointien avulla.

Suomen raideliikenteessä on melko poikkeukselliset olosuhteet, sillä Suomen rataverkolla kulkee suomalaisen kaluston lisäksi itäisen yhdysliikenteen kalustoa, jonka pyöräkerrassa on kapeampi raideleveysmitta. Kapeamman pyöräkerran myötä pyöräkerran ja raiteen välissä on suurempi raideväläys, joka entistään kasvaa kiskon sivukulumisen myötä. Nämä erityisolosuhteet tulee huomioida kiskon sivukulumisrajojen sopivuutta arvioitaessa.

Kiskot kuluvat kaarteiden ulkokiskoissa tyypillisesti sivusta ja suorilla osuuksilla sekä kaarteiden sisäkiskoissa päältä. Sivukulumisen on näistä ilmiönä voimakkain, sillä sivukulumiseen liittyvässä vierintäkontaktissa esiintyy pyörän laipan ja kiskon reunan välisen kiertoluisuman takia eniten osittaisluistoa. Kiskon sivukuluneisuus on tyypillisintä pienisäteisissä kaarteissa, joissa pyörien välinen vierintäsäde-ero ei riitä ohjaamaan pyöräkertaa läpi kaarteiden ilman laippakontaktia. Sivukuluneisuuden raja-arvot ovat tiukat erityisesti kunnossapitotasoilla 1A ja 1AA, joissa nopeusalue on 160–200 km/h, ja näillä kunnossapitotasoilla kovin pienisäteisiä kaarteita ei poikittaisvoimien rajoitusten takia voi olla.

Työssä selvitetään raiteilta suistumisen riskiä ja matkustusmukavuuden muutoksia kasvatettaessa kiskon sivukuluneisuusrajaa rataosilla, joilla käytetään yli 160 km/h nopeuksia. Tämän hetkinen sivukuluneisuusraja on näillä rataosilla 5 mm mitattuna 14 mm kiskon hamaran kulkupinnan alapuolelta. Työn tavoitteena on arvioida kiskon sivukuluneisuudelle soveltuvia raja-arvoja juuri 1A ja 1AA radan kunnossapitotasoilla erityisesti suistumisriskin näkökulmasta.

Suistumisriski saattaa kiskon sivukulumisen seurauksena kasvaa, sillä sivukulumisen voi pienentää kiskon ja pyörän välistä kontaktikulmaa Nadalin yhtälön mukaisesti. Pääasiassa kontaktikulmaan vaikuttaa pyörän laipan kulma, mutta voimakkaalla kiskon kuluneisuudella on myös vaikutusta kontaktikulmaan.

Kaluston rataa aiheuttaman poikittaisvoiman ja siitä johdettujen tunnuslukujen tulee pysyä tiettyjen rajojen sisällä. Nadal-kriteeri (derailment criteria tai wheel climbing derailment criteria) on luku, jonka alapuolella sivu- ja pystysuuntaisen voiman suhteen Y/Q tulisi pysyä, jotta laippakosketuksen vallitessa pyörän laippa ei ala nousta kiskon päälle kitkan vaikutuksesta.

Työssä arvioidaan Nadalin kriteerin avulla kiskon sivukuluman aiheuttamaa suistumisriskiä suurten nopeuksien hyvälaatuisilla rataosilla ja pohditaan kiskon sivukulumisen nykyisten raja-arvojen validiutta. Lisäksi matkustajavaunujen tapauksessa tarkastellaan kiskon sivukulumisen vaikutusta matkustusmukavuuteen.

Kaarteissa pyörän nousemisen lisäksi raiteelta suistuminen voi tapahtua kiskon kaatumisen, raideleveyden kasvamisen tai kiskojen ja pölkkyjen poikittaisen siirtymisen seurauksena. Näille tapauksille on kirjallisuudessa esitetty yhtälöitä, joilla riskejä voidaan arvioida. Kiskon kaatuminen on todennäköisintä ulkokiskon puolella. Raideleveyden kasvamisen seurauksena puolestaan sisäkaarteiden puoleinen pyörä voi pudota kiskojen väliin. Kiskot ja pölkkyt voivat siirtyä kaarteessa todennäköisimmin ulkokaarteiden suuntaan.

Tutkimuksessa tarkasteluun valitaan kriittisimmiksi katsotut tapaukset sekä kaluston että rataolosuhteiden suhteen. Työssä keskitytään erityisesti siihen, muuttavatko suuremmat kiskon sivukulumisraajat kriittisimpiä tapauksia entistä huonompaan suuntaan.

Sivukulumisrajojen suhteen on huomioitava, että rataverkolla voi käytännössä esiintyä myös raja-arvoja suurempaa kulumista, sillä radan kunnossapito ei välttämättä tapahdu heti, kun kiskon kulumisen saavuttaa raja-arvon. Junan tulee kulkea turvallisesti myös raja-arvoja suuremmilla kulumistasoilla.

2 Kiskon sivukuluminen

Kiskon kuluminen on yleinen ongelma raideliikenteessä, eikä kulumista pystytäkään millään keinolla täysin välttämään. Matkustajaliikenteen kasvavien ajonopeuksien ja tavaraliikenteen kasvavien akselipainojen myötä kisko kuluu nykyään nopeammin kuin aiemmin (Sun et al. 2019). Kiskon kulumisen myötä kiskoprofiili muuttuu ja raideleveys kasvaa. Tämä vaikuttaa kaluston ja radan väliseen dynaamiseen vuorovaikutukseen. Kiskoprofiilin muuttumisen myötä pyörä-kisko-kontaktin geometria muuttuu, jolloin vaikutus ulottuu kaluston ajostabiiliuteen, matkustusmukavuuteen ja jopa ajoturvallisuuteen saakka.

Kiskojen kuluminen voi ajodynamiikkaan liittyvien muutosten lisäksi aiheuttaa myös kiskon jäykkyyden ja kuormankantokyvyn laskua. Nämä muuttuvat kuitenkin merkittäviksi seikoiksi vasta silloin, kun kulumisen määrä on suuri. Kuluminen yhteydessä kiskosta poistuu vaurioitunutta pintamateriaalia ja väsyneen pintakerroksen alta tulee esiin ehjää kiskomateriaalia, joten sopivassa määrin tapahtuvaa kulumista voidaan pitää myös hyvänä asiana. Varsinkin uusien kiskojen tapauksessa kuluminen voi jopa parantaa kiskoprofiilin muotoa rataosalla kulkeviin pyöräkertoihin paremmin sopivaksi. Merkittävästi kulunut kisko täytyy kuitenkin hioa uudelleen haluttuun kiskoprofiiliin tai vaihtaa kokonaan. Nämä toimenpiteet kasvattavat aina kunnossapitokustannuksia. Kiskonhionnalla voidaan palauttaa haluttu kiskoprofiili, mutta muihin kulumisen aiheuttamiin ongelmiin se ei auta. Useimmiten kiskon sivukuluminen kuitenkin määrittää kiskon käyttöiän eli kisko vaihdetaan lopulta juuri sivukuluminen takia uuteen (Ding et al. 2018).

Pyöräkerran normaali kulkeminen raiteella ei aiheuta juurikaan kulumista. Ideaalitulanteessa pyörä vierii kiskon päällä puhtaasti siten, että luistoa ei synny. Jos pyörä-kisko-kontakti pysyy pyörän ja kiskon suunnitellulla kulkupinnalla, kulumisongelmaa ei ilmene. Todellisuudessa pyöräkerta ei kuitenkaan ohjaudu optimaalisella tavalla ja laippakosketuksia pääsee syntymään. Kiskon kuluminen on selvästi voimakkainta laippa- tai laipanjuurikontaktissa, jotka aiheuttavat sivukuluneisuutta. Tällöin pyöräkerran toinen pyörä on yleensä kontaktissa kiskon kulkupinnalla. Sekaliikenteen radoilla nopeammat matkustajajunat saavuttavat laippa- tai laipanjuurikontaktin todennäköisimmin kaarteiden ulkokiskossa, kun taas hitaammat rahtijunat kuluttavat sisäkiskoa voimakkaammin. Laippakontaktin aiheuttamaa kulumista voidaan kuitenkin vähentää voitelulla tai kitkanhallinnalla. Voitelulaite voi sijaita radalla tai kalustossa. Radalla sijaitseva laite sijoitetaan kaarteeseen ja se käynnistyy junan saapuessa. Voiteluaineen siirtyminen kulkureunalta hamaran selälle on estettävä kaluston veto- ja jarrutuskyvyn säilyttämiseksi. Kitkanhallinta-aineilla ongelma ei ole niin vakava, sillä ne eivät pyri minimoimaan kitkaa, vaan laskemaan sen halutulle tasolle. Jos pelkoa voiteluaineen siirtymisestä hamaran selälle kuitenkin on, voidaan käyttää kiinteitä voiteluaineita, jotka eivät kulkeudu yhtä helposti. Niiden etuna on myös se, että ne eivät edistä särön kasvua kulkeutumalla särön sisälle. (Lewis & Olofsson 2009)

Tavanomainen raja-arvo sivukuluneisuudelle on 6–9 mm (Iwnicki 2006). Useilla liikennöitsijöillä sivukuluneisuuden raja on kuitenkin noin puoli tuumaa, eli 12–13 mm (Wolf 2004). Sivukuluneisuus mahdollistaa raideleveyden levenemisen myötä kalustolle suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen, mutta käytännössä

sivuttaissuuntainen siirtymä ei voi kasvaa yhtä paljon kuin raideleveys on kasvanut, sillä telillä on kohtauskulma raiteen kanssa. (Iwnicki 2006) Esimerkiksi mallinnuksessa käytetään usein sivukuluneisuuden arvosta vain puolta, sillä telin eri pyöräkerrat eivät kulje kaarteessa samaa rataa (Johnson 2006). Yleensä telin pyöräkerrat kaarteessa asettuvat sivuttaissuunnassa vastakkaisiin asemiin ja rajoittavat siten telin sivuttaisliikettä. Useat mallit, kuten Tampereen yliopistolla ratarakenteiden tutkimusryhmällä käytössä olevat mallit, osaavat kuitenkin itse huomioida telin vaikutuksen, jolloin sivukuluneisuuden arvoa ei tarvitse muuttaa mallia varten.

Kiskon sivukuluneisuuden nopeus vaihtelee alueittain kalustosta ja liikennemääristä riippuen. Suomessa itärajalla kulkee raskaita rahtijunia ja sivukuluma on siellä suurinta. Esimerkiksi Vainikkalan ratapihalla kiskoja on jouduttu vaihtamaan pahimmillaan puolen vuoden jälkeen (Piironen 2010). Kiskon sivukuluneisongelmaan on yleisesti vastattu muuttamalla ratageometriaa, esimerkiksi raiteen kallistusta, tai käyttämällä kovempaa kiskoä. Tavanomainen kiskotus on ennen vuotta 1975 ollut kovuudeltaan R200 ja sen jälkeen R260. Ongelmakaarteissa voidaan käyttää kiskoja, joiden hamaran kovuus on R350 (Piironen 2010).

Seuraavat parametrit vaikuttavat merkittävästi kiskon kuluneisuuden raja-arvojen määrittämisessä (Kopf et al. 2009):

1. Korkein sallittu jännitys kiskossa, eli kiskoteräslaatu
2. Pyörä-kisko-kontaktin geometria
3. Radan päällysrakenteen laatu
4. Pyöräkerran sivuttaisliikevara

Kiskon kestävyysanalyysissa on todettu kuluneen kiskon hajoavan todennäköisemmin murtumalla kuin vääntymällä plastisesti (Jeong et al. 1998). Kiskon murtuminen tapahtuu lopulta lukuisten progressiivisesti toistuvien kuormitus syklien johdosta. Kiskon murtumissitkeys siis vaikuttaa siihen, kuinka paljon kisko saa kulua. Empiirisissä testeissä on havaittu kovempien lämpökäsiteltyjen kiskolaatujen kestävän kymmenkertaisesti enemmän kuormitus sykliä kuin peruskiskoteräksen (Stadlbauer et al. 1999, Tapp 2005). Samaten kovempi kisko kuluu moninkertaisesti hitaammin, jolloin tarkastusvälien aikana tapahtuva kuluma on huomattavasti vähäisempää kuin tavanomaisilla kiskoteräksillä (Pointner et al. 2006). Näissä vertailuissa peruskiskoksi käsiteltiin teräs R260 ja kovaksi kiskoksi lämpökäsitelty R350HT.

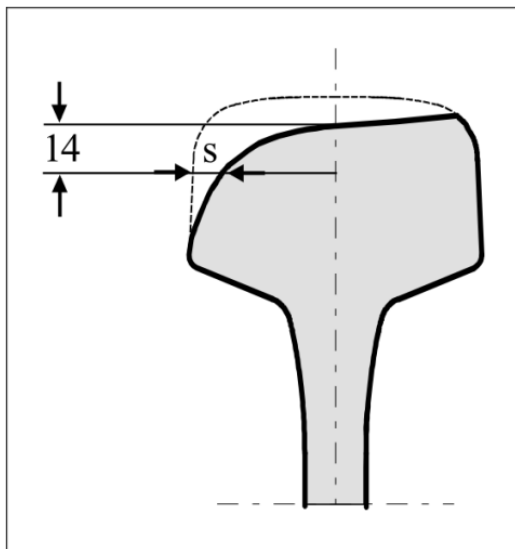
Pyörä-kisko-kontaktin geometriassa esimerkiksi kaksipistekontakti johtaa huonoon ohjautuvuuteen kaarteissa. Tämä aiheuttaa suuremmat poikittaissuuntaiset voimat ja siten suuremmat kuluneisnopeudet kiskossa ja pyörässä (Piironen 2010). Tämän johdosta kuluminen on merkittävämpää, jos pyörä-kisko-kontaktin geometria on huono. Lisäksi suuremmat poikittaissuuntaiset voimat johtavat helpommin kiskon murtumiseen.

Raiteen raideleveys ja pyöräkerran raideleveysmitta määrittävät raidevälyksen eli pyöräkerran sivuttaisliikevaran suuruuden. Pyöräkerran sivuttaisliikevara vaikuttaa merkittävästi kaluston kulkuun raiteella, sillä se määrittää yhdessä ohjautumisominaisuuksien kanssa laippakosketuksen synnyn. Kiskon sivukuluminen kasvattaa raideleveyttä, joten pyöräkerran sivuttaisliikevara kasvaa kiskon sivukuluneisuuden myötä.

Pyöräkerran normaali sivuttaisliikevara vaihtelee kalustotyypeittäin. Esimerkiksi Suomessa sivuttaisliikevara on itäisen yhdysliikenteen kalustolla suurempi kuin suomalaisella kalustolla, sillä itäisen yhdysliikenteen kalustolla on kaapeampi pyöräkerta.

2.1 Kiskon sivukuluminen raja-arvot Suomessa ja maailmalla

Kiskon sivukuluminen raja-arvot on Suomen osalta määritelty Ratateknisten ohjeiden osassa 13: Radan tarkastus (RATO 13, 2006). Kiskon sivukuluminen s mitataan vaakasuoraan 14 mm hamaran todellisen kulkupinnan alapuolelta (kuva 2.1).



Kuva 2.1 Kiskon sivukulumisarvon s määrittäminen Suomessa (RATO 13 2006).

Suomessa kiskon sivukuluneisuudelle on määritelty rataosan nopeudesta riippuvat raja-arvot, jotka on esitetty taulukossa 2.1.

Taulukko 2.1 Sivukuluneisuuden raja-arvot Suomessa (RATO 13 2006).

Paikallinen nopeus V_{\max} (km/h)	Suurin sivukuluneisuus kulkureunassa (mm)	Huomautus
$V_{\max} > 160$	5	
$120 < V_{\max} \leq 160$	7	
$V_{\max} \leq 120$	-	Sivukuluneisuus ei saa ylittää hamaran alareunaa

Lisäksi raja-arvot on määritelty vertailukuluneisuudelle, jossa huomioidaan sivukuluminen lisäksi myös korkeuskuluneisuus kaavan 2.1 mukaisesti. Vertailukuluneisuuden raja-arvot on kerrottu taulukossa 2.2.

$$H = h + \frac{s}{2} \quad (2.1)$$

H=vertailukuluneisuus (mm)

h=korkeuskuluneisuus (mm)

s=sivukuluneisuus (mm)

Taulukko 2.2 Vertailukuluneisuuden raja-arvot Suomessa (RATO 13 2006).

Kisko	Jk-raide (mm)	Muu pääraide (mm)	Sivuraide (mm)
K30	9	11	13
K43	12	14	16
54 E1	14	16	18
60 E1	14	16	18

Taulukosta 2.2 huomataan, että vertailukuluneisuuden raja-arvot ovat huomattavasti korkeammat kuin sivukuluneisuuden raja-arvot. Esimerkiksi 5 mm sivukulunut 60E1-kisko saa kulua päältä jo 11,5 mm ennen vertailukuluneisuuden raja-arvon ylittymistä. Lisäksi sivukuluneet kiskot eivät tyypillisesti juurikaan edes kulu päältä. Käytännössä sivukuluminen raja-arvo tulee siis lähes aina vastaan ennen vertailukuluneisuuden raja-arvon ylittymistä. Poikkeuksen muodostavat rataosuudet, joilla nopeutena on alle 120 km/h ja taulukon 2.1 mukaista suurinta sivukuluneisuuden arvoa ei ole määritelty.

Kiskon sivukuluminen kasvattaa aina myös raideleveyttä, joten raideleveyden levenemiselle tulee antaa vähintään vastaavat toleranssirajat kuin sivukulumiselle. Taulukossa 2.3 on esitetty raideleveyden levenemisen raja-arvot. Arvoista huomataan, että kunnossapitotasoilla 1AA ja 1A 5 mm:n raideleveyden leveneminen vastaa D-luokan virhettä, eli virhe on korjattava lähitulevaisuudessa. Levenemisen arvo vastaa tällöin tilannetta, jossa toisessa kiskossa sivukuluminen on sallitussa maksimiarvossaan.

Taulukko 2.3 Raideleveyden levenemisen raja-arvot Suomessa (mm). Raideleveyden nimellismitta 1524 mm. (RATO 13 2006)

Virhe- luokka	Kunnossapitotaso							
	1AA	1A	1	2	3	4	5	6
C	3	3	8	10	12	12	12	12
D	5	5	14	16	18	20	20	20
*	15	15	25	30	30	30	30	30

Esimerkiksi kunnossapitotasolla 1A (mm. Tampere-Helsinki) raidelevyyden muuttuminen 5mm leveämmäksi on D-luokan virhe. Tämä vastaa siis suurinta sallittua sivukuluneisuutta. Raidelevyyttä voidaan levittää myös tarkoituksella tiukissa kaarteissa. Näissä tapauksissa raidelevyyden nimellismitta muuttuu. Raidelevyyden levitystä käytetään kuitenkin vain kaarteissa, joiden kaarresäde R on korkeintaan 219 m.

Mikäli kiskon sivukulumisrajoja kasvatettaisiin, tulisi samalla tarkastaa myös raidelevyyden levenemisen raja-arvojen yhteensopivuus uusiin kiskon sivukulumisrajoihin.

Kiskon sivukulumisen raja-arvoja on tarkasteltu aiemmin raportissa "Kiskon sivukuluneisuus ja pyöräkerran laippojen välinen etäisyys – raidevälyksen muutoksen vaikutus junan kulkuun" (Loponen et al. 2015). Seuraavat eri maiden raja-arvoista kertovat osiot on otettu osin kyseisen raportin kirjallisuusselvityksestä.

Povilaitienė et al. (2006) määrittelee kiskoja sivukulumisen kaarteissa jopa yhdeksi suurimmista ongelmista rataverkon kunnossapidolle. Eri maissa ongelmaa on yritetty ratkaista eri tavoin. Pienisäteisissä kaarteissa yleinen toimintatapa on raidelevyyden kasvattaminen sivukulumisen vähentämiseksi, eli toisin sanoen pyöräkerran sivuttaisliikevaran lisääminen. Tutkimusten mukaan tämä vähentää pyörien pituussuuntaista luisumaa kiskoilla (Povilaitienė et al. 2006). Yhdysvalloissa on pyritty lähinnä parantamaan teräksen laatua ja kiskon kiinnitystä (Clayton 1995). Länsi-Euroopassa ja Australiassa on pyritty parantamaan kaluston ohjautumista kaarteissa muuttamalla pyöräkertojen rakennetta (Zakharov & Zharov 2002, Updhay 2000).

Sivukuluneisuuden raja-arvot on määritelty eri tavoin eri maissa. Raja-arvo voi olla erilainen suoralla ja kaarteissa sekä sisäkiskossa ja ulkokiskossa. Joissakin maissa pystyikuluneisuuden suuruus vaikuttaa sivukuluneisuuden raja-arvoon. Tällaisissa tapauksissa on huomattava, että ulkokaarteissa, joissa sivukuluneisuutta esiintyy runsaimmin, ei yleensä juuri esiinny pystyikuluneisuutta. Pystyikuluneisuus on yleisempää suoralla ja sisäkaarteissa.

Ruotsi

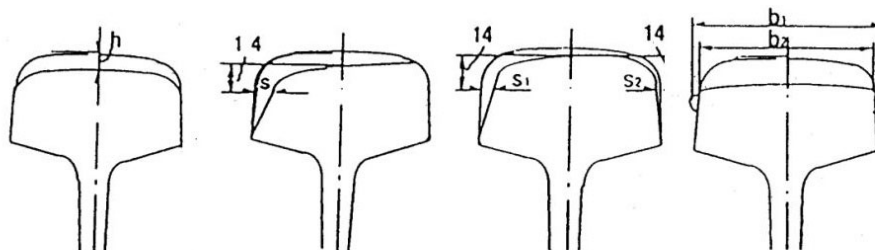
Ruotsissa sivukuluneisuuden raja-arvot on sidottu pystyikuluneisuuden määrään vertailukuluneisuuden avulla samaan tapaan kuin Suomessa. Vertailukuluneisuus (kaava 2.1) määritetään pysty- ja sivukuluneisuuden avulla. Vertailukuluneisuuden rajat voidaan katsoa taulukosta 2.4. Taulukossa vertailukuluneisuuden raja-arvo riippuu kiskosta ja radan maksimikuormasta metrille (Trafikverket 2015).

Taulukko 2.4 Ruotsin rajat kiskon vertailukuluneisuudelle (Trafikverket 2015).

Raide- luokka	Suurin sallittu vertailukuluneisuus (mm)					
	I		II		III	IV
	12 tn/m	8,1 tn/m	12 tn/m	8,1 tn/m	8,1 tn/m	8,1 tn/m
60E1	14	16				
50E3			11	13	15	
SJ 43						15

Taulukosta 2.4 huomataan, että 60E1-raideluokan radoilla vertailukuluneisuuden arvo on Ruotsissa radan maksimikuorman mukaan joko 14 tai 16 mm. Suomessa vertailukuluneisuuden arvo on 60E1-kiskolla radan tyypistä riippuen 14, 16 tai 18 mm. Arvot ovat siis hyvin samanlaiset kuin Ruotsissa.

Ruotsissa kiskon sivukuluneisuuden raja-arvot on lisäksi määritetty uudelleen käytettäville kiskoille radan nopeusluokasta riippuvina arvoina, jotka määritetään 14 mm hamaran kulkupinnan alapuolelta (kuva 2.2). Sivukuluneisuus määritetään siis tässä samaan tapaan kuin Suomessa. Sivukuluneisuuden raja-arvot on esitetty kuvassa 2.2 ja raja-arvoihin liittyvät radan nopeusluokat taulukossa 2.5.



Tillåtna gränsvärden för slitage för återanvända räler i sort 1-3

Räl	Höjdsnitage ¹⁾ h (mm)			Sidosnitage en sida s (mm)			Sidosnitage båda sidor s = s ₁ + s ₂ (mm)	Ökad huvudbredd ²⁾ b ₁ – b ₂ (mm)		
	Sort 1	Sort 2	Sort 3	Sort 1	Sort 2	Sort 3	Sort 3	Sort 1	Sort 2	Sort 3
60E1	5	9	12	6	10	11	11	2	4	6
50E3	3	6	9	5	8	11	11	2	4	6
SJ43	3	5	7	4	6	8	8	-	4	6

1) Det jämförbara höjdsnitaget, $H = h + s/2$, får ej överskrida det största tillåtna värdet enligt tabell 6

2) Ökad huvudbredd på en sida får vara maximalt halva det angivna värdet.

Kuva 2.2 Kiskon sivukuluneisuuden raja-arvot Ruotsissa (Trafikverket 2015).

Taulukko 2.5 Ruotsin rataluokat kierrätyskiskoille (Trafikverket 2015).

Luokka	Nopeusrajoitus
1	≤ 140
2	≤ 120
3	< 50

Ruotsissa nopeusluokan 1 radoilla 60E1-kiskoprofiilin sivukulumisen raja-arvoksi on määritetty 6 mm, mikä on hieman korkeampi kuin Suomessa käytetty 5 mm raja-arvo. Kyseisessä taulukossa ei ole kuitenkaan esitetty sivukulumisrajoja nopeille, yli 140 km/h radoille, sillä kierrätettyä kiskoa käytetään vain alhaisempien nopeusluokkien radoilla.

Norja

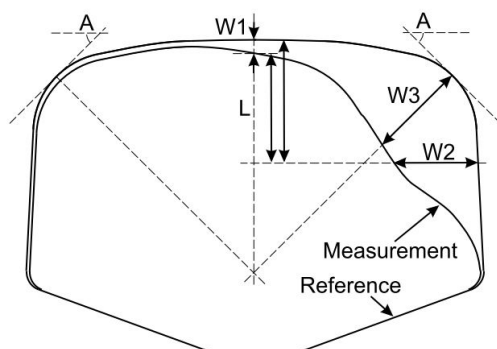
Norjassa rajoitetaan kiskon vertailukuluneisuutta vastaavalla tavalla kuin Suomessa ja Ruotsissa. Vertailukuluneisuuden t arvo lasketaan kaavalla 2.2:

$$t = h + \frac{s_1}{2} + \frac{s_2}{2} \quad (2.2)$$

Kaava 2.2 vastaa Suomessa käytössä olevaa vertailukuluneisuuden laskentatapaa (kaava 2.1), mutta sivukulumisen määrässä huomioidaan kiskon molemmat sivut samaan tapaan kuin Ruotsin kierrätyskiskoilla (kuva 2.2). Suurin sallittu vertailukuluneisuuden arvo 60E1-kiskolle on 20 mm ja 54E1-kiskolle 14 mm. 54E1-kiskolle vertailukuluneisuuden raja on siis sama kuin Suomessa, mutta 60E1-kiskolle sallitaan enemmän kulumista kuin Suomessa. (Bane NOR 2019)

Saksa

Saksassa kiskon kulumista arvioidaan pystyikulumisen ja kiskon kulman kulumisen kautta. Kulman kulumisessa tarkastelu tehdään 45° kulmasta (W3) kuvan 2.3 tapaan.



Kuva 2.3 Kiskon sivukulumisen parametrit. W1 kuvaa pystyikulumista, W2 sivukulumista ja W3 45° kulman kulumista.

Taulukossa 2.6 on kerrottu kiskon sivukulumisrajat Saksassa yli 160 km/h radoilla. Raja-arvot on ilmoitettu eri kiskoprofiileille erikseen. Taulukossa SRA viittaa kunnossapitoarvoon, eli kyseisen raja-arvon ylittyessä asia pitää huomioida kunnossapitosuunnitelmassa. Kunnossapitotoimenpiteiden ajoittamisessa huomioidaan se, missä vaiheessa radan kunnostus on taloudellisesti järkevää. SR100 viittaa kulumisarvoon, jonka ylittyessä rata täytyy kunnostaa ennen seuraavaa kunnossapitotarkastusta. Viimeisin sallittu kunnostusajankohta arvioidaan kulumisen määrän ja virhekehityksen perusteella. SRlim kuvaa arvoa, jonka ylittyessä kunnossapito täytyy tehdä välittömästi.

Taulukko 2.6 Kiskon sivukulumisrajat $v > 160$ km/h radoilla Saksassa (Deutsche Bahn Netz AG 2016).

Kiskoprofiili	Pystykulumisen määrä (mm)			Sivukulumisen (45°) määrä		
	SRA	SR100	SRlim	SRA	SR100	SRlim
60E1, 60E2, R65	7	10	11	7	10	11
54E3, 54E4	5	8	9	5	8	9

Taulukon 2.6 perusteella huomataan, että 60E1-kisko saa kulua 45 ° kulmasta 7 millimetriä ennen kunnossapitorajaa ja ehdoton kulumisraja on 11 mm. Tätä kulman kulumista ei voi suoraan verrata Suomen sivukulumisrajaan, sillä kulumisen mitataan eri kohdasta. Luvun 5 laskennallisessa tarkastelussa kuitenkin havaitaan, että sivukuluneilla kiskoilla 45°-kulman kulumisen määrä on usein hyvin lähellä sivukulumisen määrää. Siksi kiskon sivukulumisen raja rajoittaa kiskon kulumista käytännössä usein hyvin samalla tavalla kuin 45°-kulmassa mitattavan kulumisen raja.

Alankomaat

Alankomaissa kiskon sivukuluneisuuden rajat on määritelty radan nopeusrajoituksen mukaan. Lisäksi kiskon sivukuluneisuuden aiheuttama kulumiskulma on rajattu. Kulumiskulma määritetään samaan tapaan kuin seuraavassa osiossa Australian tapauksessa (kuva 2.4). Kulma saa olla Alankomaissa korkeintaan 30° tai 32°. Kiskon sivukuluneisuuden rajat on esitetty taulukossa 2.7 (Steenbergen 2013).

Taulukko 2.7 Alankomaiden rajat kiskon sivukuluneisuudelle, kiskot 54 E1 ja 60 E1 (Steenbergen 2013).

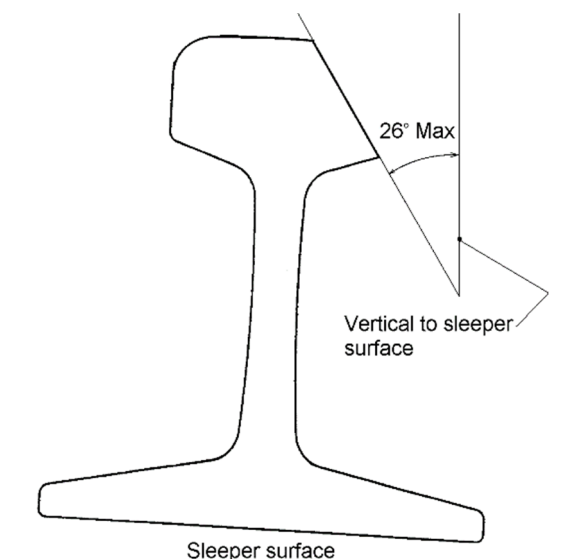
Nopeus	Kulumisraja (mm), pohja-arvo	Kulumisraja (mm), turva-arvo
alle 40 km/h	16	18
41 - 100 km/h	13	15
101 - 160 km/h	10	12

Taulukosta 2.7 huomataan, että raja-arvot määritetään itse asiassa kahdessa osassa siten, että turva-arvo on aina 2 mm varsinaista raja-arvoa suurempi. Tämä kuvastaa sitä, että kiskon tulee olla turvallinen, vaikka kulumisraja ylittyisi.

Australia

Sivukuluneisuuden raja-arvot Australiassa riippuvat Rail Industry Safety and Standards Board:n ROA (Railway of Australia) -käsikirjan mukaan siitä, onko kyse kaarteeseen sisä- vai ulkokiskosta vai suorasta osuudesta. Suoralla ja sisäkiskossa sallitaan 5 mm sivukuluneisuus, kun ulkokiskossa raja-arvo on 25 mm. Kaarteeseen ulkokiskon raja-arvo on siis huomattavasti suurempi kuin sisäkiskon, eli ulkokiskolle sallitaan merkittävä sivukuluminen kaarteessa.

Etelä-Australiassa sivukuluneisuutta rajoitetaan kolmella eri arvolla: sivukuluneisuuden määrällä, kiskon selän poikkileikkausalan prosentuaalisella pieneneemisellä sekä kiskon kulkureunan kulmalla (Rail and rail joints 2009). Minkä tahansa rajan ylitys tarkoittaa sivukulumisrajan ylitystä. Sivukuluneisuus mitataan 16 mm kiskon selän alapuolelta. Kiskon kulkureunan kulma määritellään pölkyn normaalin ja kulkureunan väliseksi kulmaksi kuvan 2.4 mukaisesti.



Kuva 2.4 Kiskon kuluneisuuden suurin sallittu kulma Etelä-Australiassa (Rail and rail joints 2009).

Kiskon sivukuluneisuuden raja-arvo on Etelä-Australiassa 24 mm. Kiskon selkä saa pienentyä pinta-alaltaan enintään 34 %. Kulkureunan kulma ei saa ylittää 26 asteen rajaa, eli kulumiskulman suhteen Australiassa ollaan hieman tiukempia kuin Alankomaissa.

Yhdysvallat

Cannon (2003) vertailee kiskon kestävyyttä ja sille asetettuja kuluneisuusrajoja Yhdysvaltojen suurilla rautatieyhtiöillä. FRA rataluokitus 5:n sivukuluneisuusrajat on esitetty taulukossa 2.8. Suomalaiset tyypilliset 54 ja 60 kg/m kiskot sijoittuvat taulukossa sivukuluneisuuden rajoihin 14,3–15,9 mm.

Taulukko 2.8 Tyypilliset kiskon sivukuluneisuusrajat Yhdysvalloissa (Cannon 2003).

Kiskon paino, lb/yard (kg/m)	Sivukuluneisuus, tuumaa (mm)
115 (52,2 kg/m)	9/16" (14,3 mm)
132 (59,9 kg/m)	5/8" (15,9 mm)
136 (61,7 kg/m)	5/8" (15,9 mm)
140 (63,5 kg/m)	5/8" (15,9 mm)

Yhdysvalloissa RailAmerica hallinnoi osaa rautateistä. Heillä on rajat oman verkostonsa kiskojen kuluneisuudelle, jotka on esitetty alla olevassa taulukossa 2.9. Taulukosta voidaan todeta, että suomalaisilla kiskopainoilla 54 ja 60 kg/m sivukuluneisuuden raja on 19,1 mm (RailAmerica Engineering 2011).

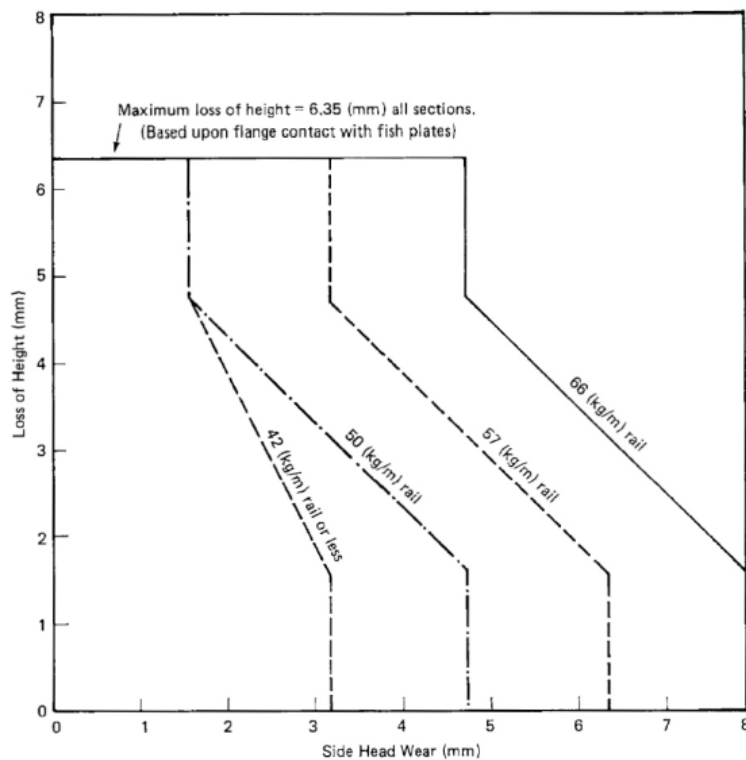
Taulukko 2.9 RailAmerican määrittämät kiskon kuluneisuusrajat (RailAmerica Engineering 2011).

Kiskon paino, lb/yard (kg/m)	Pystyikuluneisuus, tuumaa (mm)	Sivukuluneisuus, tuumaa (mm)	Hitsisauman kuluneisuus, tuumaa (mm)
100 (45,4 kg/m)	3/16" (4,8 mm)	¼" (6,35 mm)	1/8" (3,2 mm)
110 (49,9 kg/m)	5/16" (7,9 mm)	½" (12,7 mm)	1/8" (3,2 mm)
112 (50,8 kg/m)	5/16" (7,9 mm)	½" (12,7 mm)	1/8" (3,2 mm)
115 (52,2 kg/m)	5/16" (7,9 mm)	¾" (19,1 mm)	1/8" (3,2 mm)
132 (59,9 kg/m)	5/16" (7,9 mm)	¾" (19,1 mm)	1/8" (3,2 mm)

Yhdysvalloissa on myös tutkittu kiskon pysty- ja sivukulumisesta aiheutuvaa riskiä kiskon murtumiselle ja plastiselle muodonmuutokselle. Kiskon murtumisen tapauksessa oletettiin kiskon sisältävän pitkittäissuuntaisen sisäisen vaurion, josta alkaa kehittyä pystysuuntainen murtuma. Tämä tunnetaan nimellä detail fracture. Tutkimuksen mukaan murtuminen rajoittaa kiskon kuluneisuutta enemmän kuin plastinen muodonmuutos. Laskennallisten tulosten mukaan suurin sallittu sivukuluma on 15,2 mm (0,6 ") ja suurin sallittu pystykuluma 12,7 mm (0,5 ") kaikille muille kiskotyypeille paitsi kevyimmille. Tämä tarkoittaa siis kaikkia kiskotyyppejä, joiden metripaino on yli 49,6 kg (100 lb/yard) (Jeong et al. 1998).

Kanada

Kanadassa on pyritty mallintamalla selvittämään kiskon kuluneisuudelle sopivia raja-arvoja. Tuloksena Canadian National Railway on suosittanut raja-arvoja, jotka esitetään kuvassa 2.5 (Sadeghi et al. 2010). Kuvaajassa on yhdistetty sivu- ja pystykuluneisuus.



Kuva 2.5 Kanadan rajat kiskon kuluneisuudelle kuvaajana (Sadeghi et al. 2010).

Kuvan 2.5 mukaan esimerkiksi 57 kg/m kiskolle, joka on pystykulunut enintään 1,57 mm, sallitaan enintään 6,35 mm sivukuluma. Pystykuluneisuuden kasvaessa sallittu sivukuluma vähenee, kunnes tietyn pisteen jälkeen sallittu sivukuluma pysyy jälleen samana, vaikka pystykuluma kasvaisi. Samat tiedot on esitetty taulukossa 2.10.

Taulukko 2.10 Kanadan rajat kiskon kuluneisuudelle taulukkomuodossa.

Pysty- kuluneisuus (mm)	Sivukuluneisuus (mm)			
	66 kg/m kisko	57 kg/m kisko	50 kg/m kisko	42 kg/m kisko
1,57	7,92	6,35	4,75	3,18
3,18	6,35	4,75	3,18	2,39
4,75	4,75	3,18	1,57	1,57

Yhteenveto ulkomaisista raja-arvoista

Yhteenvetona sivukuluneisuuden rajoista voidaan sanoa, että yleisesti ottaen ulkomaiset rajat sallivat enemmän sivukuluneisuutta kiskolle kuin suomalaiset rajat. Täysin suoraviivainen vertailu on kuitenkin hankalaa, sillä eri maissa on erityyppisiä rajoituksia sivukuluneisuudelle. Rajat voivat riippua liikennöivän kaluston painosta, nopeusrajoituksista tai radan geometriasta. Kiskon sivukulumisen rajat voivat olla sidoksissa pystyikuluneisuuden määrään ja ne voivat myös ottaa kantaa kuluneisuusprofiilin muotoon. Lisäksi kiskoprofiilit ja esimerkiksi raskaan tavaraliikenteen akselikuormitukset vaihtelevat maailmalla. Pelkästään tavaraliikenteen käytössä olevalla rataosalla sivukulumisrajojen määrittäminen perustuu osittain eri asioihin kuin sekaliikenteen radoilla. Suomessa sivukuluneisuutta rajoittavat voimakkaimmin nopeusriippuvaliset kuluneisuusrajat, eli nopeimmilla radoilla raja-arvona on 5 mm.

Tutkituista maista ainoastaan Australiassa on joissain tilanteissa yhtä tiukka sivukuluneisuuden raja kuin Suomessa. Australiassa nimittäin suoralla rataosuudella sallitaan vain 5 mm sivukuluneisuus. Tämä ei kuitenkaan ole kovin rajoittava ehto, sillä suoralla osuudella kiskot eivät juuri kulu sivusta. Kaarteissa Australiassa sallitaan 24–25 mm sivukuluneisuutta.

Ruotsissa sivukuluneisuuden rajana on kierrätettyjen kiskojen tapauksessa alle 140 km/h rataosuksilla 6 mm, eli raja-arvo on samaa luokkaa kuin Suomessa vastaavilla nopeuksilla. Varsinaisesti sivukuluneisuus on kuitenkin Ruotsissa sidottu pystyikuluneisuuteen vertailukuluneisuuden raja-arvon avulla samaan tapaan kuin Suomessa. Vertailukuluneisuusraja vaihtelee välillä 14–16 mm 60E1-kiskolle, joka yksinään ei rajoita sivukuluneisuutta kovin paljon. Esimerkiksi 5 mm pystykulunut kisko saa rajojen mukaan sivukulua 18–22 mm, mikä on jo merkittävästi suurempi sivukulumisen arvo kuin Suomessa. Vertailukuluneisuuden raja on Suomessa tällä hetkellä vastaava kuin Ruotsissa, mutta Suomessa sivukulumisrajat rajoittavat käytännössä kiskon kulumista jo ennen kuin vertailukuluneisuuden rajat tulevat vastaan.

Kanadassa Canadian Pacificin suosittelemat rajat on sidottu pystyikuluneisuuden määrään, ja lähinnä suomalaista kiskotyyppiä olevalle 57 kg/m kiskolle sallitaan 6,35 mm sivukuluneisuutta, jos pystyikuluneisuus on alle 1,57 mm. Tämä rajoite on eniten todellisuutta vastaava, sillä radalla, jossa esiintyy sivukuluneisuutta, on tyypillisesti vähän pystyikuluneisuutta.

Yhdysvalloissa on käytössä erilaisia sivukuluneisuuden rajoja, jotka ovat kuitenkin korkeat verrattuna suomalaisiin raja-arvoihin. Yhtiöstä ja kiskosta riippuen suomalaisia kiskoja 54 ja 60 kg/m vastaaville kiskoille sivukuluneisuuden rajat sijoittuvat välille 14,3–19,1 mm.

Alankomaiden sivukuluneisuuden rajat 54 ja 60 kg/m kiskoille ovat kummatkin alle 160 km/h nopeuksissa 10 mm. USA:ssa sivukuluneisuuden rajat vaihtelevat 54–57 kg/m kiskoille välillä 12,7–19,1 mm. Nämä rajat ovat huomattavasti sallivampia kuin suomalaiset sivukuluneisuusrajat. Koska radan kuormitukset ulkomaisilla rataverkoilla ovat yhtä suuria tai usein jopa suurempia kuin Suomessa, kiskon kestävyys kannalta pitäisi olla mahdollista nostaa myös Suomen sivukulumisrajoja. Toisaalta ajonopeudet ovat USA:n raskaalla liikenteellä huomattavasti pienempiä kuin Suomen matkustajaliikenteellä, joten kiskon suuri sivukuluminen ei vaikuta ajostabiiliuteen vastaavalla tavalla kuin nopeassa matkustajaliikenteessä. Hidas tavaraliikenne ei ole ajo-ominaisuuksien puolesta yhtä

herkkä kiskoprofiilin muodolle ja raideleveydelle kuin selvästi nopeampi matkustajaliikenne. Suomessa tulee huomioida myös se, että rataverkolla kulkee itäisen yhdysliikenteen kalustoa, jossa pyöräkerran raideleveysmitta on kaapeampi kuin suomalaisella kalustolla. Näissä tapauksissa raidevälitys kasvaa suhteellisen suureksi kiskon sivukulumisen myötä.

2.2 Kiskon sivukulumisen syyt

Kuluminen on seurausta toisiaan vastaan liikkuvien pintojen keskinäisestä vuorovaikutuksesta (Kivioja et al. 2010). Kulumisessa kappaleiden pinnalta häviää materiaalia ja kulumista voidaan arvioida materiaalihäviön määrän perusteella. Kuluminen on yleensä haitallinen ilmiö, mutta joissakin tapauksessa hallittu kuluminen on jopa suotavaa. Esimerkiksi pyörän ja kiskon kontaktissa tapahtuva kiskon kuluminen hävittää samalla kiskon pinnalta väsynyttä pintamateriaalia. Sopivissa määrin tapahtuva kuluminen voi siis olla kiskon elinkaaren kannalta hyvä asia.

Yksinkertaistettuna kiskon ja pyörän kulumisnopeutta voidaan arvioida Holmin kulumisyhtälön (kaava 2.3) avulla:

$$\frac{V}{s} = Z * \frac{F_N}{H} \quad (2.3)$$

V/s = kulumisnopeus

Z = verrannollisuuskerroin (kulumiskerroin)

F_N = puristusvoima

H = materiaalin kovuus

Kappaleen kulumisnopeus on siis suoraan verrannollinen toisiaan vastaan liikkuvien pintojen väliseen puristusvoimaan ja kääntäen verrannollinen materiaalin kovuuteen. Kiskon ylittävän junakaluston määrällä ja akselipainoilla, eli rataosan bruttotonneilla, on siis selvä vaikutus kiskon kulumisnopeuteen. Samoin kiskon materiaali vaikuttaa kulumisnopeuteen merkittävästi.

Todellisuudessa kiskon kulumisnopeuteen vaikuttavat kuitenkin monet muutkin asiat. Pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa syntyy monenlaisia voimia, jotka kuluttavat sekä kiskoa että pyörää. Kiskoon vaikuttavat radansuuntaiset jännitykset, kontaktijännitykset, lämpöjännitykset, leikkausvoimat ja jäännösjännitykset sekä dynaamiset kuormat ja jarrutus- ja ohjausvoimat (Ciotlaus et al. 2019). Näiden kaikkien yhteisvaikutuksesta kisko vaurioituu ja kuluu.

Kiskojen materiaalit ovat kehittyneet, mutta pelkona voi olla, että paremmat kiskomateriaalit vaikuttavat haitallisesti radalla liikkuvan kaluston pyöriin (Lewis et al. 2019). Pyörän ja kiskon kontaktissa kappaleen kulumiseen vaikuttaa nimitäin aina myös toisen kappaleen materiaali. Vastaavasti muutokset pyörissä vaikuttavat siis myös kiskon kulumiseen. Tutkimuksissa (Lewis et al. 2019) on kuitenkin todettu, että kiskomateriaalin kovuuden kasvattaminen vähentää kulumista kokonaisuudessaan. Kisko kuluu tällöin vähemmän ja pyörän kuluminen kasvaa ainoastaan sellaisissa tapauksissa, joissa kiskomateriaali on pyörämateriaalia kovempaa.

Ideaalitulanteessa pyörä vierii täysin puhtaasti kiskon päällä. Todellisuudessa pyörä kuitenkin välillä myös liukuu kiskoa pitkin, jolloin pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa syntyy liukuvoimia. Esimerkiksi radansuuntaiset liukuvoimat aiheuttavat kontaktiin luistoa, jolloin todellisuudessa kuljettu matka on pienempi kuin pyörän pyörähdysten perusteella laskettu matka. Nämä liukuvoimat vaikuttavat merkittävästi kiskon kulumiseen. Liukuvoimat voivat olla jopa moninkertaisia verrattuna jarrutustilanteessa pyörän ja kiskon välille kehittyviin voimiin (Tunna et al. 2007).

Kulumisessa tapahtuvaa kokonaisenergiähäviötä voidaan arvioida eri suuntaisten liukuvoimien ja luisumien avulla. Tietyssä kontaktipisteessä tapahtuva suhteellinen luisuma (γ) kerrottuna paikallisella liukuvoimalla (T) kuvastaa energiaa ($T\gamma$), jonka kiskomateriaali vastaanottaa pyörän ylittäessä sen. Energiefunktio $T\gamma$ (kaava 2.4) ilmoittaa pitkittäissuuntaisen, poikittaissuuntaisen ja kiertosuunnan liukuvoimien ja luisumien tulojen summan. $T\gamma$ -arvo siis kertoo, kuinka paljon kiskoissa ja pyörissä tapahtuu kulumista. $T\gamma$ -arvon yksikkönä on J/m eli N.

$$T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y + T_z\Omega_x \quad (2.4)$$

Kaavassa 2.4 alaindeksi x vastaa pituussuuntaista ja y poikittaissuuntaista luisumaa tai liukuvoimaa. Alaindeksi z vastaa kiertoluisumaa ja -liukuvoimaa. Viimeisimmät jätetään usein yhtälöistä pois niiden ollessa suhteellisesti hyvin pieniä. Kiertoluisuman aiheuttama energiahäviö voi kuitenkin kasvaa suureksi laippakontaktissa, toisin sanoen jyrkissä kaarteissa tai huonosti ohjautuvalla kalustolla. Laippakontakti kuluttaa kiskoa sivusta, eli kiskon sivukulumisen syiden arvioinnissa myös kiertoluisuma on merkittävässä osassa.

Kulumista aiheuttavista liukuvoimista ja luisumista on kerrottu tarkemmin aiemman projektin raportissa "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" (Loponen et al. 2016).

3 Junan suistumisriski

Kiskon kuluminen muuttaa kiskoprofiilin muotoa, ja tämä vaikuttaa pyörän ja kiskon välisiin kontaktivoimiin ja siten myös pyöräkerran kulkuun raiteella. Ciotlaus et al. (2019) mukaan kiskoprofiilin muuttumisesta aiheutuva pyörä-kisko-kontaktin kontaktikulman muutos on jopa kiskon kulumisen vakavin seuraus. Kun kontaktikulma kasvaa, myös suistumisriskistä kertovan Y/Q-suhteen arvo kasvaa. Kontaktikulman kasvaessa junan suistumisen riski siis kasvaa.

Kiskon kulumisen voidaan ajatella vaikuttavan junan suistumisriskiin usealla eri tavalla. Suistumisriskiä arvioitaessa esimerkiksi pyörän ja kiskon väliseen kontaktikulmaan on kiinnitettävä huomiota. Projektin yhteydessä on syytä selvittää esimerkiksi se, muuttaako kiskon sivukuluminen kiskoprofiilia helposti sellaiseen suuntaan, että pyörän ja kiskon välinen kontaktikulma kasvaa. Toisaalta kiskon kuluminen vaikuttaa myös raideleveyyteen ja sitä kautta kaluston kulkudynamiikkaan sekä kiskon kestävyYTEEN.

Seuraavassa luvussa 3.1 käydään läpi, millaisia syitä junan suistumiseen voi olla. Suistumisriskiä tarkastellaan tässä luvussa yleisesti ja luvussa 4 arvioidaan sitä, millainen vaikutus kiskon kulumisella on suistumisriskiin.

3.1 Raiteilta suistumisen syyt

Raiteilta suistuminen voi tapahtua useiden eri syiden seurauksena. Syyt voidaan luokitella esimerkiksi kolmeen hyvin laajaan luokkaan, kuten Wang ja Li (2012) ovat tehneet. Wangin ja Lin (2012) käyttämässä luokittelussa ensimmäisessä luokassa on asiat, jotka liittyvät pyörän ja kiskon välisen vuorovaikutuksen epästabiiliuteen. Tämä johtuu yleensä kaluston dynaamisen kunnon heikkene- misestä. Toinen luokka sisältää komponenttien rikkoontumiset. Komponenttien rikkoontuminen ja kaluston dynaaminen käyttäytyminen ovat kytköksissä toisiinsa, ja nämä luokat yhdessä muodostavatkin jo valtaosan kaikista mahdollisista suistumistilanteista. Kolmas luokka käsittää vielä luonnonkatastrofit. Tämän jaottelun perusteella Wangin ja Lin mukaan kaluston dynaamisen käyttäytymisen analysointi ja ymmärtäminen ovat siten tärkeässä roolissa suistumis- onnettomuuksien vähentämisessä. Suistumiseen johtavat syyt voidaan kuitenkin luokitella myös toisella tavoin, ottaen huomioon tarkemmin varsinaisen suistumiseen johtavan tapahtuman.

Tässä Wangin ja Lin luokittelussa suistumiseen johtavat syyt on niputettu hyvin laajan otsikon alle. Pyörän ja kiskon välinen epästabiili vuorovaikutus voi johtua monesta eri asiasta, ja näitä on hyvä käsitellä hieman tarkemmin. Lisäksi luokittelusta tuntuu puuttuvan erilaiset poikkeavat tilanteet, jotka eivät suoranaisesti johdu komponenttien hajoamisesta. Kattavammassa luokittelussa poikkeavat tilanteet otetaan paremmin huomioon. Seuraavana esitellään Bergin (2013) käyttämä kahdeksanosainen luokittelu, jossa suistumisriskit voidaan jaotella seuraaviin luokkiin:

1. Ohjauksesta vastaavien komponenttien hajoaminen (pyörä, akseli, kisko)
2. Epätasaisuudet pyörän, kiskon tai vaihteen geometriassa
3. Vaihteen kielen asema (siirtyminen asemasta toiseen liikkuvan junan alla)
4. Este raiteella (esimerkiksi raskas ajoneuvo tasoristeyksessä)

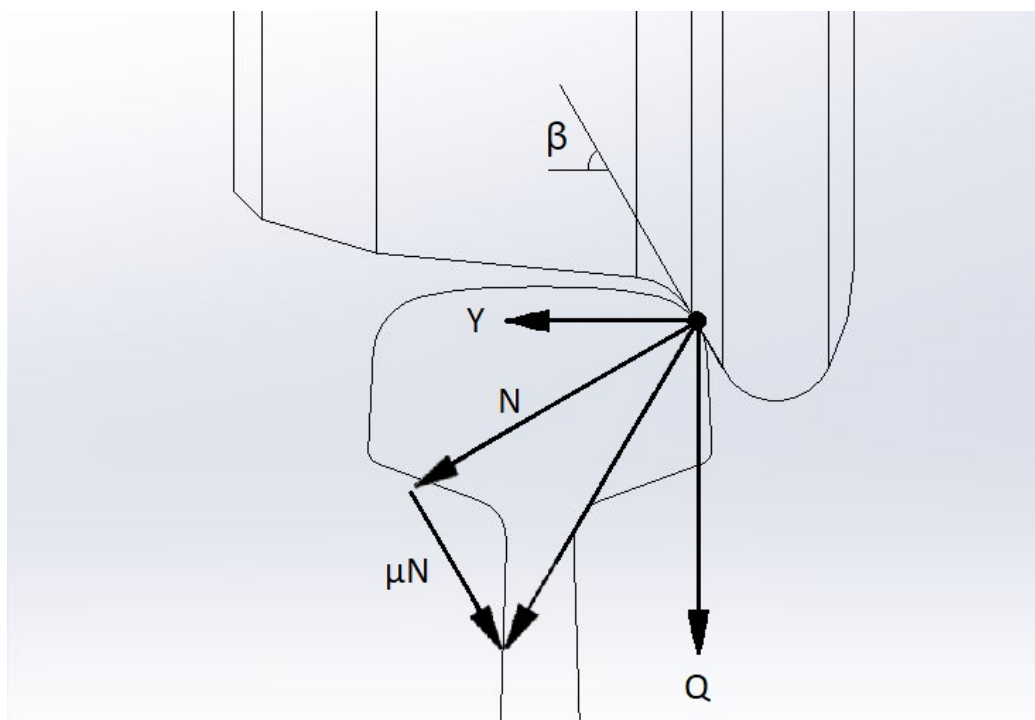
5. Raiteen liikkuminen poikittaissuunnassa
6. Pyörän laipan nouseminen kiskon päälle
7. Kaluston kaatuminen (voimakas poikittaistuuli tai suuri ylinopeus kaarteissa)
8. Kiskon kaatuminen

Kuten huomataan, tässä luokittelussa suistumisen syy on eritelty huomattavasti tarkemmin kuin aiemmin esitellyssä kolmen luokan tapauksessa. Junan suistumisriskiä lähdetäänkin tässä projektissa tarkastelemaan tämän Bergin (2013) luokituksen pohjalta.

Yleisin syy junan suistumiseen on pyörän laipan nouseminen kiskon päälle. Tätä riskiä voidaan kuvata pyörän ja kiskon kontaktissa vaikuttavien vaakasuuntaisten (Y) ja pystysuuntaisten (Q) voimien suhteen eli Y/Q -suhteen avulla (kuva 3.1). Pyörän laipan nouseminen voidaan kenties sisällyttää Wangin ja Lin (2012) ensimmäiseen luokkaan, joka käsitti pyörä-kisko-vuorovaikutuksen epästabiliudet. Pyörän laipan nousemisen riskiä käsitellään tarkemmin seuraavassa luvussa 3.2.

3.2 Pyörän laipan nousu

Pyörän laipan nousemisen riskiä voidaan kuvata pyörän ja kiskon kontaktissa vaikuttavien vaakasuuntaisten (Y) ja pystysuuntaisten (Q) voimien suhteen eli Y/Q -suhteen avulla (kuva 3.1). Vaakasuuntainen voima Y ja pystysuuntainen voima Q voidaan jakaa kontaktin normaalin suuntaiseksi voimaksi (normaalivoima N) ja kontaktipinnan suuntaiseksi voimaksi (kitkavoima μN).



Kuva 3.1 Pyörän ja kiskon kontaktissa vaikuttavat poikittaisvoima Y ja pystysuuntainen pyörävoima Q . Nämä voidaan jakaa kontaktin normaalin suuntaiseen komponenttiin (normaalivoima N) ja sitä vastaan kohtisuorassa olevaan komponenttiin (kitkavoima μN).

Voimat Y ja Q voidaankin kuvata normaalivoiman N , kitkavoiman μN ja kontaktikulman β avulla kaavojen 3.1 ja 3.2 mukaisesti:

$$Y = N \sin \beta - \mu N \cos \beta \quad (3.1)$$

$$Q = N \cos \beta + \mu N \sin \beta \quad (3.2)$$

Kaavoista 3.1 ja 3.2 voidaan vielä johtaa suistumisriskiä kuvaavan Y/Q -suhteen kaava 3.3:

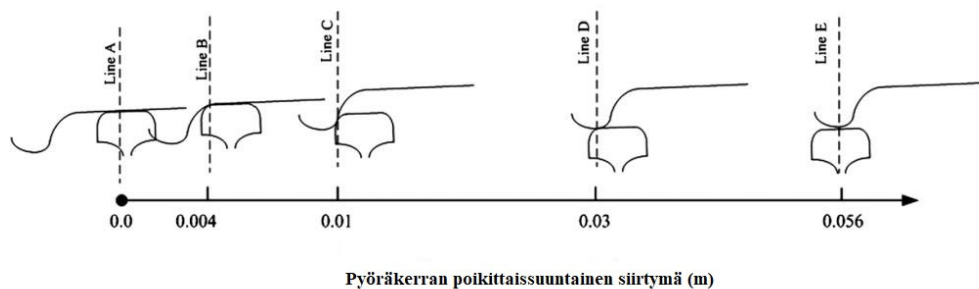
$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} = \tan(\beta - \arctan \mu) \quad (3.3)$$

Pyörän laipan nousun aiheuttama kiskoilta suistuminen voi tapahtua silloin, kun pyörän ja kiskon välisellä rajapinnalla vaikuttavien vaakasuuntaisen ja pystysuuntaisen välisen voiman suhde, Y/Q , ylittää kriittisen rajan. Yleisimmin kriittisen rajan ylittyessä pyörä-kisko-kontaktissa vaikuttaa suuri vaakasuuntainen voima ja samanaikaisesti pystysuuntainen voima on pienentynyt, eli pyörä on keventynyt. Voimat syntyvät useimmiten radan geometriavirheistä. Esimerkiksi raiteen kierousvirhe voi aiheuttaa pyörävoiman merkittävän kevenemisen (Elkins & Wu 1999).

Pyörän laipan nouseminen kiskon päälle pääsee tapahtumaan todennäköisimmin silloin, kun pyöräkerran kohtauskulma raiteeseen nähden on positiivinen, eli pyöräkerta ei esimerkiksi kaarteessa ole vielä täysin ohjautunut kaarteeseen suuntaiseksi. Tällaisen epäsuotuisan kohtauskulman riskiä lisäävät jäykkä teli, akselien suuri etäisyys telissä sekä kaarteeseen pieni kaarresäde. Yleisesti ottaen pyörän suistumisriskiä lisäävät lisäksi pieni pyörän laipan kulma, pyörä-kisko-kontaktin suuri kitkakerroin sekä tietysti suuri poikittaissuuntainen voima Y ja pieni pystysuuntainen voima Q . (Berg 2013)

Pyörän nousemisen riskiin vaikuttavat pyöräkerran kohtauskulman ja kontaktin kitkaolosuhteiden lisäksi myös pyörän ja kiskon välisen kontaktin kontaktikulma sekä kontaktipintojen ominaisuudet (Guan et al. 2014), (Marquis & Greif 2011).

Wangin ja Lin (2012) mukaan pyörän nouseminen kiskon päälle voidaan jakaa neljään eri vaiheeseen. Mikäli kontaktissa vaikuttava voima on tarpeeksi suuri, pyörä käy läpi kaikki nämä vaiheet ja nousee lopulta kokonaan kiskon päälle. Pyörän nousemisen vaiheet on esitetty kuvassa 3.2.



Kuva 3.2 Pyörän nousemisen vaiheet (Wang & Li 2012).

Kuvassa 3.2 x-akselilla on esitetty pyöräkerran poikittaissuuntainen siirtymä. Arvot x-akselilla kertovat, kuinka paljon pyöräkerta on liikkunut poikittaissuunnassa keskiasemastaan raiteeseen nähden. Ensimmäisessä vaiheessa A pyöräkerta on tasapainoasemassa raiteen keskellä, jolloin poikittaissuuntaista siirtymää ei ole. Kontakti on selvästi kiskon ja pyörän kulkupinnalla. Seuraavassa vaiheessa B pyöräkerta on liikkunut poikittaissuunnassa 4 mm ja pyörän ja kiskon välinen kontakti on siirtynyt laipan juurelle, jolloin kulkupintojen kohdalla pyörän ja kiskon välillä on jo pieni rako. Vaiheessa C pyöräkerta on siirtynyt 10 mm ja kontaktikulma on suurimmillaan. Kontakti on juuri siirtynyt laipalle. Tästä eteenpäin vaiheeseen D siirryttäessä laippa alkaa nousemaan ja nousee viimein kiskon päälle. Vaiheessa D pyöräkerran poikittaissuuntainen siirtymä on jo 30 mm. Kontakti on laipan alareunassa, eikä laippa enää kykene vastustamaan pyörän sivuttaisliikettä. Toinen pyörä on siis suistunut kiskolta. Varsinainen suistuminen tapahtuu kuitenkin vasta vaiheessa E, pyöräkerran siirryttyä 56 mm poikittaissuunnassa. Tällöin pyöräkerran toinen pyörä putoaa kiskojen väliin.

Suomessa suistumisen vaiheet tapahtuisivat hieman erilaisilla sivuttaissiirtymän arvoilla, sillä arvoihin vaikuttavat raideleveys ja pyöräkerran raideleveysmitta. Lisäksi Suomessa kulkevalla itäisen yhdysliikenteen kalustolla arvot poikkeavat suomalaisen kaluston arvoista. Suistumisen vaiheisiin vaikuttaa myös sekä pyörän että kiskon kuluminen.

3.3 Raiteiltasuistumiskriteeri

Raiteiltasuistumisen riskin arvioinnissa on viime vuosikymmeninä käytetty useita erilaisia kriteerejä. Nadalin raiteiltasuistumiskriteeri esitettiin 1908 ja sitä tai sen muunnoksia käytetään edelleen raiteiltasuistumisriskin arviointiin. Kriteeri perustuu pyörän poikittais- ja pystysuuntaisen voiman suhteeseen Y/Q , jota usein kuvataan myös suhteella L/V (lateral/vertical). Kriteeriä on kritisoitu siitä, että se arvioi ainoastaan yksittäistä pyöräkertaa hiljaisella nopeudella, eli kriteerillä tarkastellaan oikeastaan kvasistaattista pyörän kiipeämistä (Wang & Li 2012). Nadalin raiteiltasuistumiskriteeriä käytetään kuitenkin edelleen laajasti, ja juuri Nadalin kriteeri on esitetty myös EN-standardissa 14363.

Nadalin arvio raiteilta suistumisen riskistä perustuu pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa vaikuttavien voimien tasapainoon. Tasapainotilanteessa voidaan muodostaa seuraava laipan kulmasta β ja kitkakertoimesta μ riippuva yhtälö 3.4, josta normaalivoima N on supistunut pois:

$$\frac{L}{V} = \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} \quad (3.4)$$

Yhtälö 3.4 vastaa siis aiemmin esitettyä kaavaa 3.3. Yhtälö kertoo pienimmän Y/Q -suhteen arvon, jolla laipan nousu voi tapahtua tietyllä kontaktikulman maksimilla. Voiman μN arvo riippuu pyörä-kisko-kontaktin luisumista, pääasiassa sivuttaissuuntaisesta luisumasta ja kiertoluisumasta (Elkins & Wu 1999).

Sivuttaissuuntainen luisuma γ_y riippuu pyöräkerran kohtauskulmasta ja se voidaan ilmoittaa kaavan 3.5 mukaisesti (Hakulinen et al. 2011):

$$\gamma_y = \frac{v_{yr} - v_{yw}}{v} = \frac{v_{yw}}{v} = \frac{v\psi}{v} = \psi \quad (3.5)$$

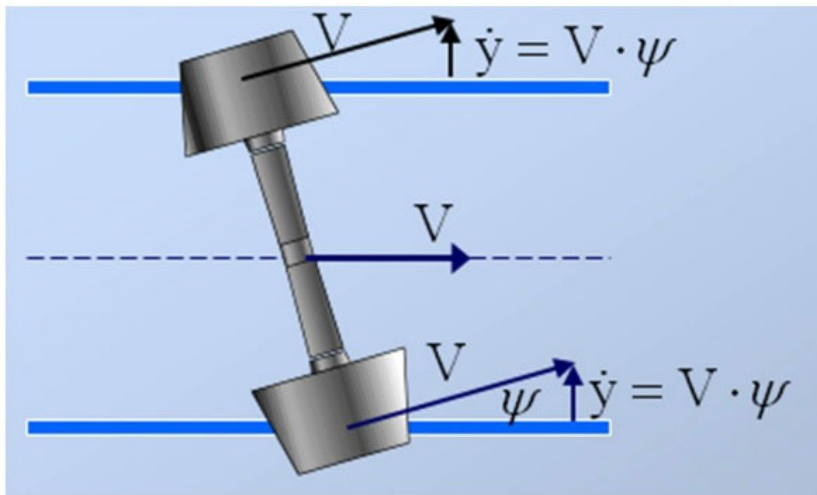
v_{yr} = kiskon sivuttaissuuntainen nopeus kontaktikohdan suhteen

v_{yw} = pyöräkerran sivuttaissuuntainen nopeus kontaktikohdan suhteen

ψ = pyöräkerran kohtauskulma (angle of attack/yaw angle)

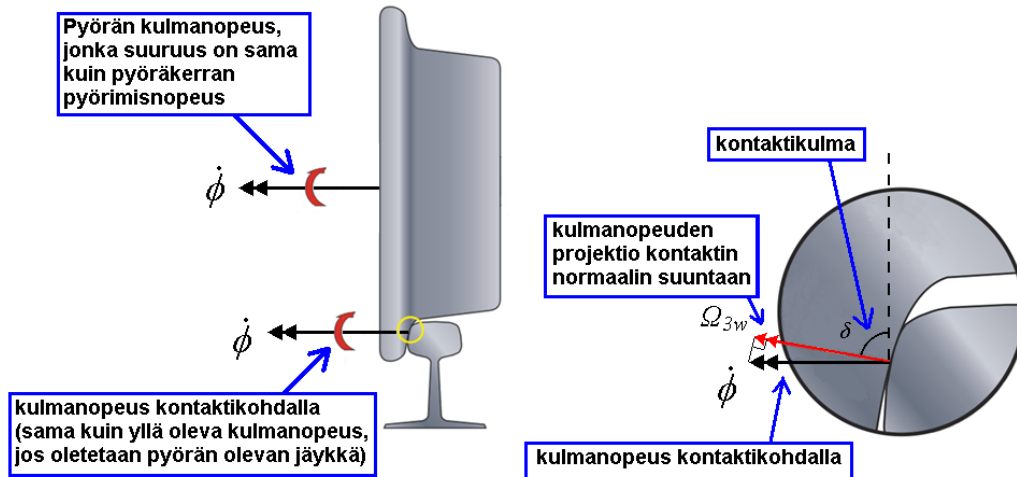
v = junan nopeus

Kuvassa 3.3 on vielä havainnollistettu pyöräkerran kohtauskulman ψ ja sivuttaissuuntaisen luisuman γ_y yhteyttä. Pyöräkerran sivuttaissuuntaista nopeutta kontaktikohdan suhteen (v_{yw}) on merkitty kuvassa 3.3 termillä \dot{y} . Yksinkertaistetussa tapauksessa voidaan ajatella, että sivuttaissuuntainen luisuma riippuu täysin pyöräkerran kohtauskulmasta.



Kuva 3.3 Sivuttaissuuntainen luisuma. Kuvassa pyöräkerran kohtauskulma ψ on positiivinen. (Hakulinen et al. 2011)

Pyörällä ja kiskolla voi olla kontaktikohdassa myös toisistaan poikkeavat kulmanopeuskomponentit kontaktin normaalin suuntaan. Tällöin kontaktiin syntyy kiertoluisumaa. Kiertoluisuma määritetään kulmanopeuskomponenttien erotuksen ja pyöräkerran kulkunopeuden v osamäärän avulla. Kiertoluisumassa kontaktipinnat siis kiertyvät toistensa suhteen kuvan 3.4 mukaisesti.



Kuva 3.4 Pyörän kulmanopeuden projektio kontaktikohdan normaalille. (Hakulinen et al. 2011)

Kuvan 3.4 esimerkissä pyörän kulmanopeuden projektio kontaktin normaalin suuntaan (Ω_{3w}) saadaan laskettua pyörän kulmanopeudesta $\dot{\phi}$ kontaktikulman δ avulla. Ω_{3w} on esitetty pyörän kulmanopeuden $\dot{\phi}$ ja kontaktikulman δ avulla yhtälössä 3.6

$$\Omega_{3w} = \dot{\phi} \sin \delta \quad (3.6)$$

Edellä mainittu pyöräkerran kulmanopeuden projektio kontaktialueen normaaliin on pyörintä (spin). Tämä suhteutettuna pyöräkerran kulkunopeudella v on siten yhtälön 3.7 mukaisesti kiertoluisuma ω_3 (spin creepage)

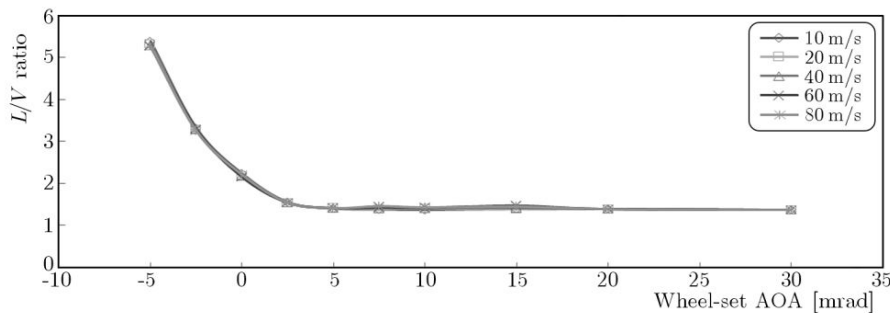
$$\omega_3 = \frac{\Omega_{3w}}{v} \quad (3.7)$$

Kontakti pyörän laipan ja kiskon kulkureunan välillä aiheuttaa siten suuremman kiertoluisuman. Vastaavasti, jos kontakti tapahtuu pyörän kulkupinnan ja kiskon kulkupinnan välillä, on kiertoluisuma hyvin pieni, koska kontaktialue on lähes yhdensuuntainen pyörän kulmanopeuskomponentin kanssa. Yksinkertaistetussa, kuvan 3.4 mukaisessa esimerkissä kiertoluisuma riippuu siis erittäin vahvasti pyörän ja kiskon välisestä kontaktikulmasta ja kiertoluisuma on suurimmillaan laippakontaktissa.

Laipan nousuun merkittävästi vaikuttavan kitkavoiman μN arvo riippui pääasiassa sivuttaissuuntaisesta luisumasta ja kiertoluisumasta (Elkins & Wu 1999). Sivuttaissuuntaisen luisuman ja kiertoluisuman määritelmien perusteella laipan nousuun vaikuttavan kitkavoiman μN arvo määräytyy siis pitkälti pyöräkerran kohtauskulman ja pyörä-kisko-kontaktin kontaktikulman perusteella. Pyöräkerran kohtauskulmaan ja pyörä-kisko-kontaktin kontaktikulmaan tulee tässä projektissa kiinnittää erityistä huomiota.

Toisaalta Molatefin ja Mazraehin tutkimuksessa (2016) on havaittu, että kohtauskulman ollessa kontrolloitu, ajonopeudella ja kaluston primäärijousitukella ei ole merkittävää vaikutusta Y/Q -arvon maksimiin. Y/Q -arvot eivät juuri-

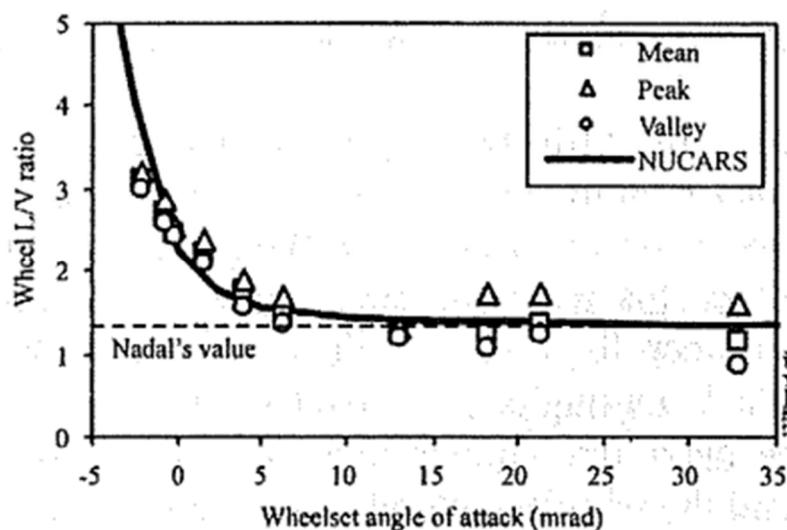
kaan muutu poikittaissuuntaisen jousituksen parametrien muuttuessa. Simuloinneissa Y/Q -arvo ei muuttunut myöskään nopeuden muutoksen myötä (kuva 3.5).



Kuva 3.5 Ajonopeuden vaikutus Y/Q -arvoon (Molatefi & Mazraeh 2016).

Kuvasta 3.5 huomataan, että Molatefin ja Mazraehin (2016) simuloinneissa suurilla pyöräkerran kohtauskulman arvoilla Y/Q -suhteen sallittu arvo pienenee. Tämä ei kuitenkaan riipu ajonopeudesta, sillä tulokset ovat lähes täsmälleen samoja nopeuksilla 10–80 m/s.

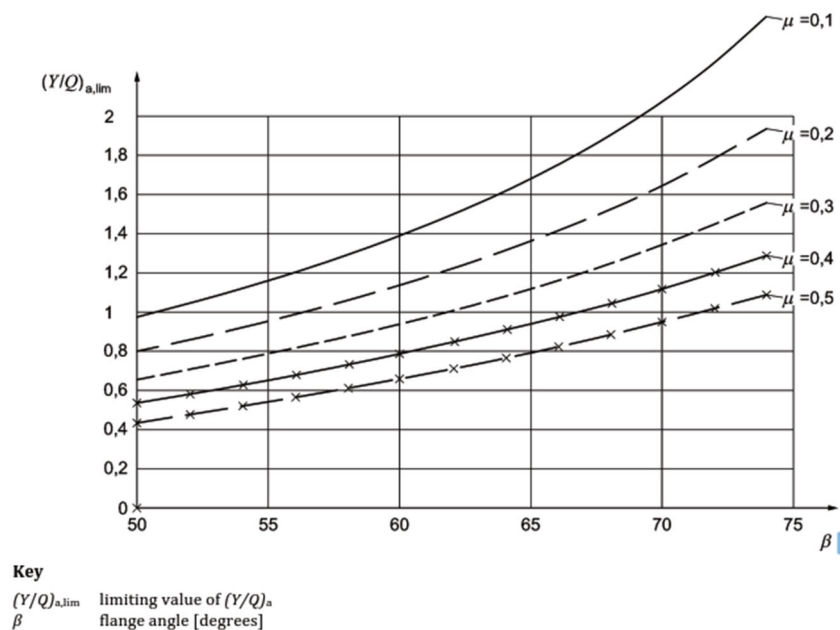
Nadalin kriteerin alkuperäinen raja-arvo on testien perusteella havaittu joissakin tapauksissa konservatiiviseksi. Testien perusteella raja-arvoa on ehdotettu nostettavan sellaisissa tapauksissa, joissa Y/Q -suhteen ylitys on lyhytaikainen. Esimerkiksi Pohjois-Amerikassa on ollut käytössä 50 millisekunnin Y/Q -suhteen aikaraja. Tämän turvallisuus kuitenkin kyseenalaistettiin myöhemmissä tutkimuksissa suurien kohtauskulmien ja ajonopeuksien tapauksessa (Elkins & Wu 1999). Myös Weinstock esitti 1984 (Elkins & Wu 1999) oman kriteerinsä raiteiltasuistumisriskin arviointiin. Tarkoituksena oli kasvattaa Y/Q -raja-arvoa pienillä ja negatiivisilla kohtauskulman arvoilla. Myöhemmin tehdyissä testeissä (Shust et al. 1997 Elkinsin ja Wun 1999 mukaan) raiteiltasuistumisia tapahtui kuitenkin Weinstockin kriteeriä alhaisemmilla arvoilla. Elkinsin ja Wun (1999) mittaus-ten ja simulointien perusteella suurilla kohtauskulman arvoilla suistuminen tapahtui Nadalin kriteerin mukaisesti, mutta pienillä ja negatiivisilla kohtauskulman arvoilla suistumiseen vaadittu Y/Q -arvo oli selvästi suurempi (kuva 3.6). Tässä Y/Q -arvoa on kuvattu termillä L/V (lateral/vertical).



Kuva 3.6 Kohtauskulman vaikutus Y/Q -arvoon (Elkins & Wu 1999).

Myös EN-standardin 14363 mukaan Nadalin suistumiskriteeri on hyvin konservatiivinen pyöräkerran pienillä ja negatiivisilla kohtauskulman arvoilla. Nadalin kriteeri toimii realistisesti ainoastaan silloin, kun pyörän laippa liukuu puhtaasti alaspäin. Jos laippakontaktissa on mukana radansuuntaista luistoa, syntyy radansuuntaisia liukuvoimia ja pyörää nostava liukuvoiman osuus on vähemmän kuin μN . Näissä tapauksissa Y/Q -arvo voisi olla suurempikin kuin Nadalin määrittämä raja-arvo.

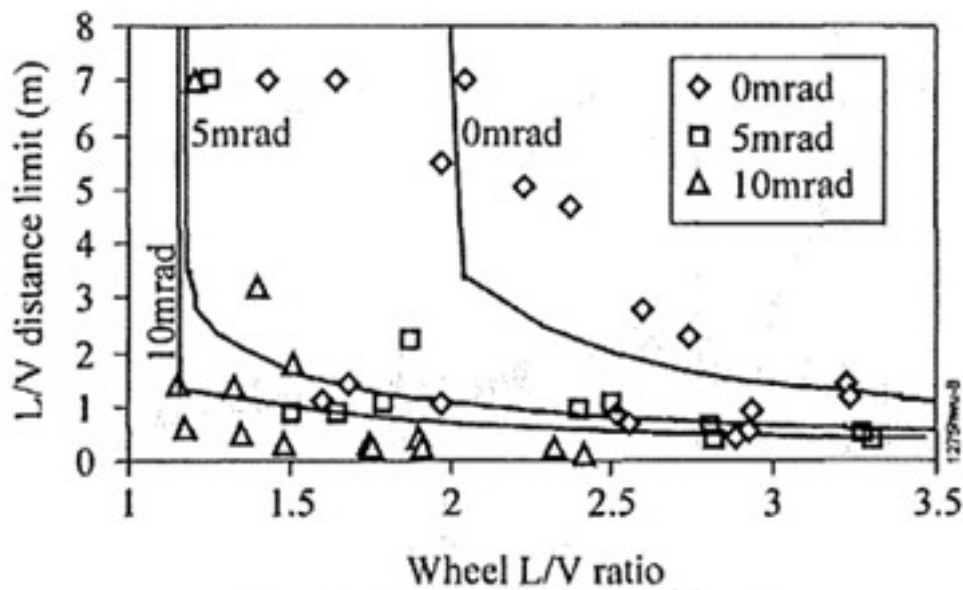
EN-standardissa 14363 on kuitenkin määritelty pyörä-kisko-kontaktin kitkakertoimesta μ ja laipan kulmasta β riippuvat raja-arvot Y/Q -arvolle. Raja-arvot on esitetty kuvassa 3.7.



Kuva 3.7 EN 14363 -standardin määrittelemät raja-arvot Y/Q -arvolle (EN14363, 2016).

Esimerkiksi Suomessa käytössä olevassa S1002-pyöräprofiilissa laipan kulma on $\beta = 70^\circ$. Pyörä-kisko-kontaktin kitkakertoimen ollessa hyvin suuri ($\mu=0,50$), standardin mukaiseksi Y/Q -raja-arvoksi saadaan noin 0,95. Toisaalta GOST-standardin mukaisella pyöräprofiililla laipan kulman ollessa $\beta=60^\circ$ raja-arvo on kitkakertoimella $\mu=0,50$ noin 0,65. Pyöräprofiili vaikuttaa siis raja-arvoon merkittävästi.

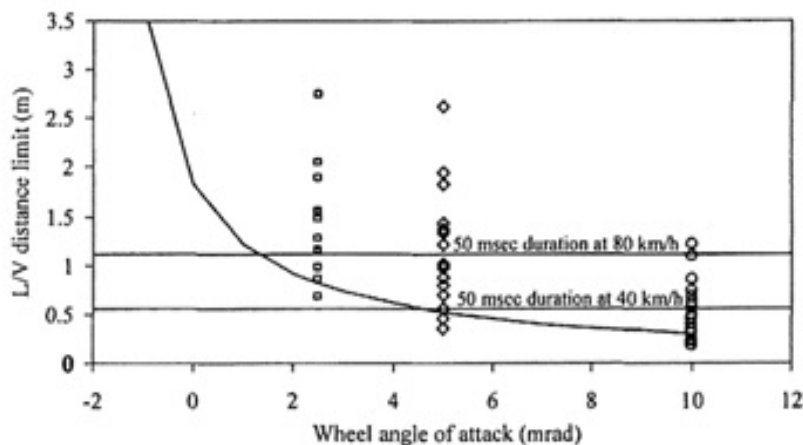
Elkinsin ja Wun (1999) tulokset osoittavat myös kohtauskulman vaikutuksen siihen, kuinka pitkään Y/Q -kriteerin tulee olla ylittynyt, jotta suistuminen tapahtuisi (kuva 3.8). Suuremmilla kohtauskulman arvoilla lyhyempikestoinen Y/Q -kriteerin ylitys riittää suistumiseen.



Kuva 3.8 Pyöräkerran kohtauskulman vaikutus Y/Q-kriteerin ylittymiseen vaadittuun matkaan (Elkins & Wu 1999).

Tässä kriteerin ylitystä on tutkittu etäisyyden perusteella, eli kuinka suuren matkan ajan Y/Q-kriteerin tulee olla ylittynyt ennen suistumisen tapahtumista. Suurella kohtauskulman arvolla ($\psi=10$ mrad) Y/Q-suhteen ollessa 1,2–1,5, tulee kriteerin ylityksen kestää yli metrin ennen riskiä suistumisesta. Vastaavasti Y/Q-suhteen ollessa yli 1,5, kriteerin ei tarvitse ylittyä edes metrin matkalla ennen suistumisriskin syntymistä. Toisaalta pienemmällä kohtauskulman arvolla ($\psi=5$ mrad) Y/Q-suhteella 1,5 tarvitaan jo lähes kahden metrin matka ennen suistumisriskin syntymistä. Suuremmat kohtauskulmat ovat siis selvästi kriittisempiä suistumisriskin suhteen.

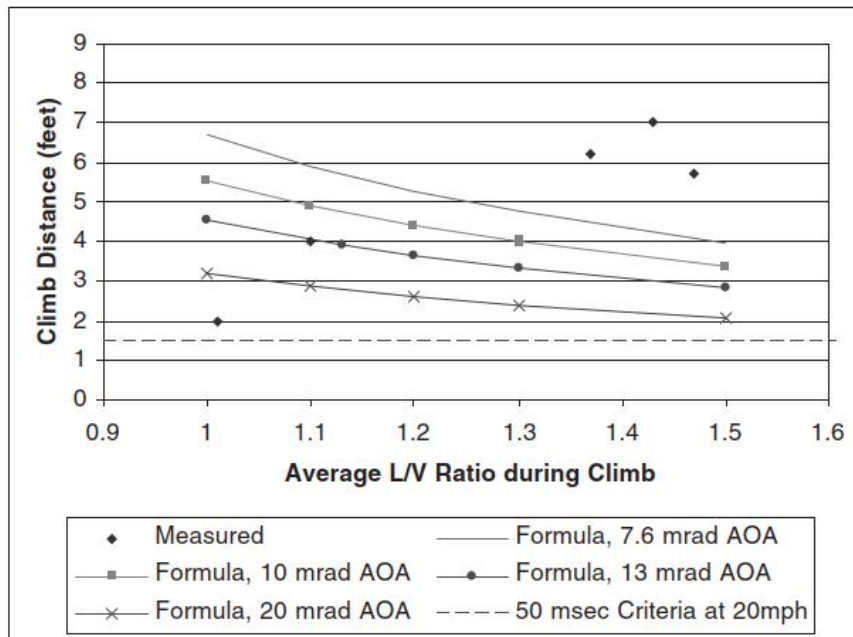
Kriteerin ylittymiselle on käytetty myös aikaan perustuvaa raja-arvoa, esimerkiksi jo aiemmin mainittua 50 millisekuntia. Seuraavassa kuvassa 3.9 on esitetty, miten tämä aikaan perustuva raja-arvo suhtautuu matkaan perustuvaan raja-arvoon.



Kuva 3.9 Y/Q-kriteerin ylittymiseen vaadittu matka suhteessa 50 millisekuntiin perustuvaan sääntöön (Elkins & Wu 1999).

Suurilla kohtauskulmilla ja suurilla ajonopeuksilla aikaan perustuva 50 millisekunnin sääntö voi olla Elkinsin ja Wun (1999) tutkimusten mukaan liian löyhä. Siksi raja-arvon olisi parempi perustua matkaan ja ottaa huomioon myös kohtauskulman suuruus. (Elkins & Wu 1999)

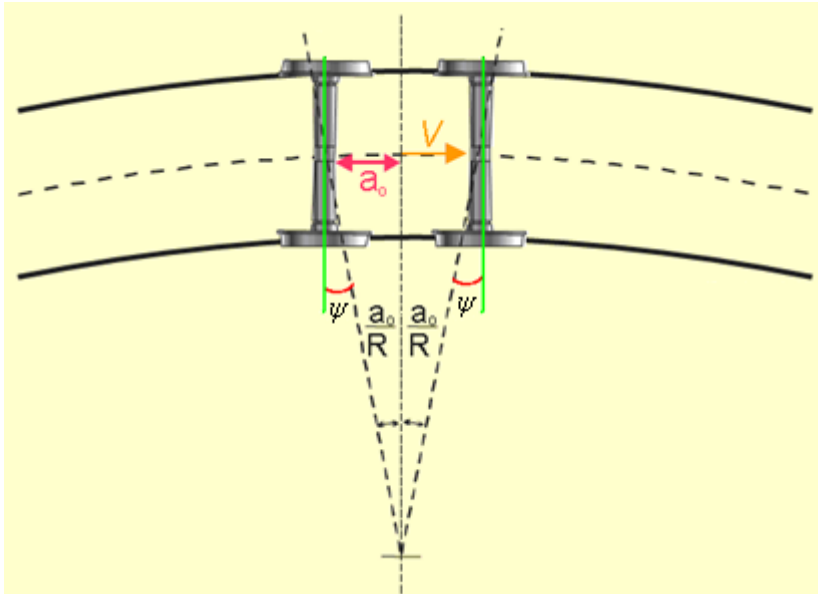
Myös TTCl on esittänyt kahteen parametriin perustuvan suistumiskriteerin, joka ottaa huomioon Y/Q-arvon lisäksi myös pyöräkerran kohtauskulman (Wu et al. 2005). Kriteerin vertailu 50 millisekunnin sääntöön on esitetty kuvassa 3.10.



Kuva 3.10 TTCl:n esittämän kahteen parametriin perustuvan suistumiskriteerin vertailu 50 millisekunnin kriteeriin (Wu et al. 2005).

Kuvasta 3.10 huomataan, että pyöräkerran kohtauskulman kasvaessa Y/Q-kriteerin ylittymiseen vaadittu matka on pienempi, eli mahdollinen suistuminen tapahtuu nopeammin kuin pyöräkerran pienellä kohtauskulmalla. Kriteeri täytyy kuitenkin muodostaa erikseen jokaiselle pyöräprofiilille ja kiskoprofiilille yhdistelmälle. Tutkimuksessa on määritetty myös Y/Q-kriteerin ylityksen matkalle raja-arvot, jotka perustuvat pyöräkerran kohtauskulmaan. Raja-arvot ovat erilaiset eri pyöräprofiileille. Kriteerissä on huomioitu siis Y/Q-arvon lisäksi myös pyöräkerran kohtauskulma, pyörän profiili sekä se, kuinka pitkään Y/Q-arvo ylittyy.

Pyöräkerran ja radan välinen kohtauskulma vaikuttaa merkittävästi kaluston käyttäytymiseen ja suistumisriskiin kaarreaajossa. Kohtauskulman suuruutta kaarteissa voidaan arvioida tarkastelemalla kahta jäykästi telirunkoon kiinnitettyä pyöräkertaa (kuva 3.11). Pyöräkertojen akselien välinen etäisyys $2a_0$ aiheuttaa tällöin kaarteissa kohtauskulman ψ .



Kuva 3.11 Pyöräkertojen välisestä etäisyydestä aiheutuva kohtauskulma kaarteessa (Hakulinen et al. 2011).

Kohtauskulman suuruus määräytyy pyöräkerran akselin ja telikeskiön välisen mitan a_0 suhteesta kaarresäteeseen R yhtälön 3.8 mukaisesti:

$$\psi = \frac{a_0}{R} \quad (3.8)$$

Yleisesti ottaen pyöräkerran ja radan välinen kohtauskulma on siis sitä suurempi, mitä pienempi on kaarteiden kaarresäde.

Kohtauskulman suuruutta voidaan arvioida myös tehollisena kaarteiden ja kaarteissa kulkevan kaluston parametrien avulla, sillä kaksiakselisen telin ensimmäisen pyöräkerran kohtauskulmalle voidaan laskennallisesti määrittää tehollinen arvo. (Wu et al. 2005) Kohtauskulman tehollista arvo (AOA_e) voidaan arvioida kaavan 3.9 avulla:

$$AOA_e = 0,007272clC = \frac{41,67cl}{R} \quad (3.9)$$

c = telistä riippuva vakio

l = akseleiden välinen etäisyys telissä (tuumina)

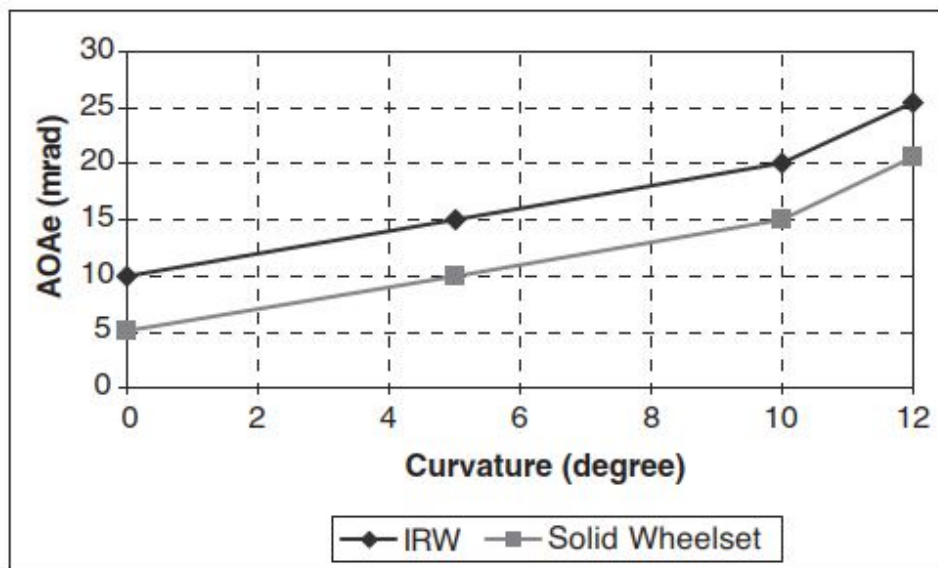
C = kaarteiden kaarevuus (asteina)

R = kaarresäde (jalkoina)

Kaavan 3.10 tuloksena saadaan telin ensimmäisen eli ohjaavan pyöräkerran kohtauskulman arvo milliradiaaneina (mrad). Pyöräkerran kohtauskulma on siis suoraan verrannollinen telin akseleiden väliseen etäisyyteen ja kääntäen verrannollinen kaarteiden kaarresäteeseen. Mikäli telin akseleiden välinen etäisyys on suuri, teli ei kokonaisuutena voi kääntyä kaarteiden suuntaiseksi yhtä ketterästi kuin pienemmällä akselivälillä. Tällöin pyöräkerran kohtauskulma kaarteissa kasvaa. Tiukassa kaarteissa, jossa siis on pieni kaarresäde, pyöräkerta ei myöskään kykene kääntymään raiteiden suuntaiseksi samalla tavoin kuin loivassa kaarteissa. Suuret kohtauskulmat ilmenevät siis erityisesti pienen kaarresäteiden

kaarteissa. Lisäksi kohtauskulmaan vaikuttavat monet kalustosta riippuvat asiat, kuten esimerkiksi pyöräkerran ja telin välinen jousitus. Telirakenne ei ole jäykkä, vaan se sallii pyöräkertojen kiertymisen kaarteeseen suuntaisiksi. Tällöin kohtauskulma pienenee. Nämä asiat on laitettu kaavaan telistä riippuvalla vakioilla c .

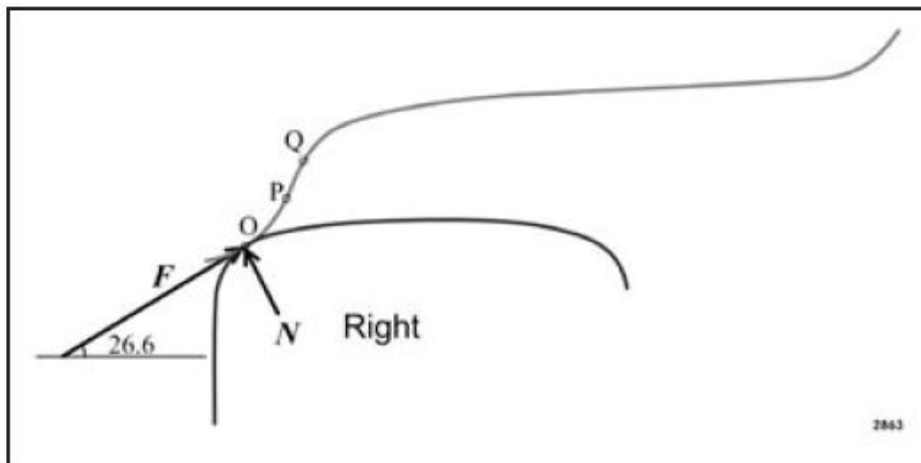
Samassa raportissa (Wu et al. 2005) on myös annettu suositukset siitä, mitä AO Ae-arvoa eri kaarresäteen kaarteissa kannattaa käyttää (kuva 3.12). Suositukset on annettu tavalliselle pyöräkerralle ja lisäksi sellaiselle pyöräkerralle, jossa pyörät liikkuvat toisistaan riippumattomasti (independently rotating wheelset, IRW).



Kuva 3.12 Suositellut kohtauskulman teholliset arvot eri kaarresäteen kaarteisiin (Wu et al. 2005).

Kuvasta 3.12 huomataan, että kaarteeseen kaarevuuden kasvaessa suositeltu pyöräkerran tehollinen kohtauskulma kasvaa, eli tiukassa kaarteessa pyöräkerran kohtauskulma on suurempi kuin loivassa kaarteessa.

Tutkimuksissa (Wu et al. 2005) suistumisen rajana on käytetty esimerkiksi pyörän ja kiskon välisen kontaktin kontaktikulman laskemista 26,6 asteeseen kontaktikulman maksimin ylityksen jälkeen (kuva 3.13).



Kuva 3.13 Pyörän ja kiskon välisen kontaktin voimat suistumiseen johtavassa tilanteessa. (Wu et al. 2005)

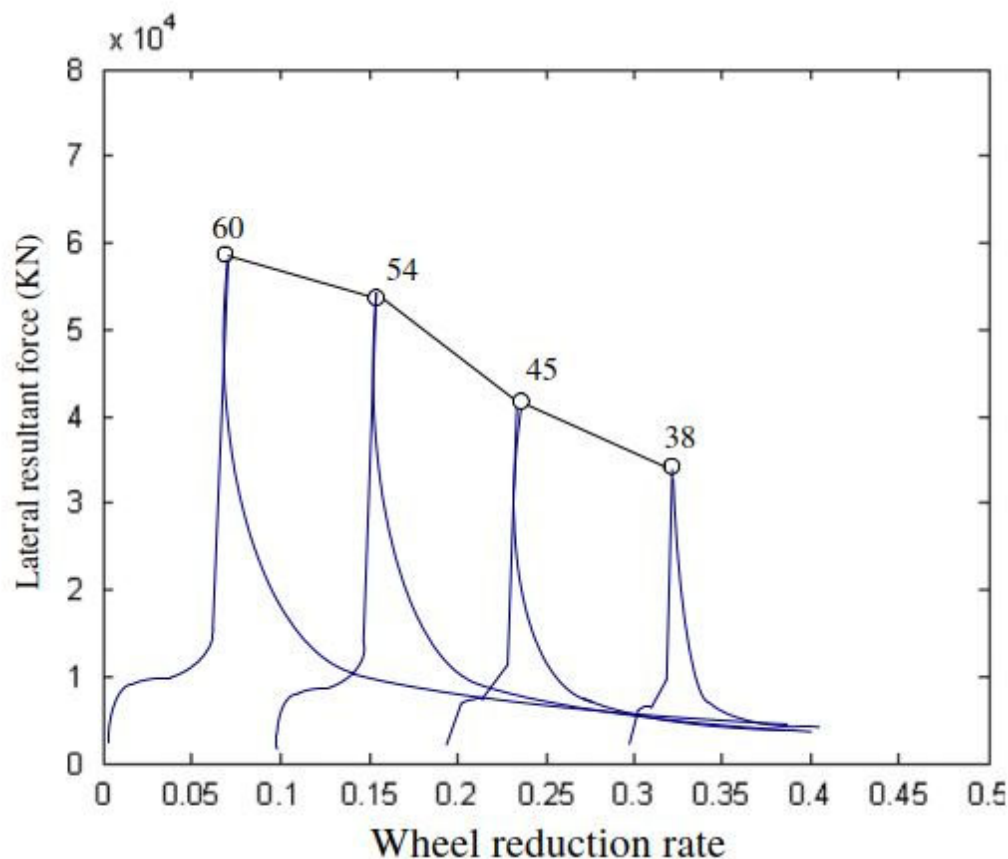
Kuvassa 3.13 esitetyn tilanteen jälkeen pyörä ei voi enää pudota takaisin kiskoille, sillä pyöräkerran kohtauskulman aiheuttama poikittaissuuntainen liukuvoima F on riittävän suuri pakottaakseen pyörän pois kiskoilta.

3.4 Kiskoon kohdistuvan poikittaisvoiman vaikutus suistumisriskiin

Kiskoon kohdistuva poikittaisvoima on merkittävä tekijä kaluston suistumisriskissä. Se vaikuttaa pyörän laipan nousemiseen ja sitä kautta suistumisriskiin, mutta lisäksi myös kiskon kaatumiseen, raideleveyden kasvamiseen ja kiskojen ja pölkkyjen poikittaiseen siirtymiseen. Kaikki nämä asiat voivat johtaa junan suistumiseen.

Poikittaisvoima vaikuttaa suistumisriskiin eri tavoin eri nopeuksilla. Erään tutkimuksen mukaan nopeudella 250 km/h minimi poikittaisvoima suistumiseen on 70 kN, kun taas nopeudella 350 km/h suistuminen voi tapahtua jo 60 kN poikittaisvoimalla. Tätä nopeuden vaikutusta kutsutaan dynaamiseksi kertoimeksi: mitä enemmän nopeutta, sitä vähemmän suistumiseen vaaditaan poikittaisvoimaa (Wang & Li 2012).

Myös pyörän kevenemisellä on suuri vaikutus suistumisen tapahtumiseksi vaadittavaan poikittaisvoimaan, sillä pyörän keventyessä pyörän on helpompi liikkua sivuttaissuunnassa. Tätä on havainnollistettu Wangin ja Lin tutkimuksessa (2012) kuvaajalla poikittaisvoiman ja pyörän kevenemisasteen suhteesta (kuva 3.14).



Kuva 3.14 Poikittaisvoiman muuttuminen pyörän keventymisasteen suhteen. (Wang & Li 2012)

Kuvassa 3.14 poikittaissuuntainen voimaresultantti kuvaa kaikkea poikittaissuuntaista voimaa, joka vastustaa pyöräkerran sivuttaissuuntaista siirtymää: liukuvoimaa, normaalivoimaa ja jousivoimaa. Kuvasta 3.14 nähdään, että mitä enemmän pyörä kevenee, sitä pienemmällä poikittaisvoimalla juna voi suistua.

Kiskoon kohdistuva poikittaisvoima voi johtaa kiskon kaatumiseen, joka aiheuttaisi myös junan suistumisen. Kisko ei kuitenkaan kaadu helposti, sillä sen leveä jalka tukevoittaa rakennetta. Kiskoon pitäisi siis kohdistua merkittävä poikittaisvoima, jotta kisko alkaisi kaatua.

Kiskoon kohdistuva poikittaisvoima voi myös siirtää kiskoa sivuttaissuunnassa. Kiskon kiinnitykset saattavat poikittaisvoiman takia antaa periksi ja päästää kiskon liikkumaan hieman poikittaissuunnassa. Toisaalta kiskoon kohdistuva poikittaisvoima voi aiheuttaa myös pölkyn sivuttaissuuntaisen siirtymän, jolloin molemmat kiskot liikkuvat pölkyn mukana. Tällöin rataa muodostuu nuolikorkeusvirhe, joka saattaa aiheuttaa junan suistumisen.

4 Kiskon sivukuluminen vaikutus suistumis-riskiin

Kiskon sivukuluminen voi vaikuttaa junan suistumisriskiin usealla eri tavalla. Luvussa 3 kerrottiin yleisesti junan suistumisriskistä ja siitä, mitkä asiat voivat aiheuttaa junan suistumisen radalta. Junan suistumisriskit jaettiin seuraaviin luokkiin, joita voidaan käyttää myös sivukuluminen vaikutusten arvioinnissa:

1. Ohjauksesta vastaavien komponenttien hajoaminen (pyörä, akseli, kisko)
 - *Kiskon sivukuluminen ei suoranaisesti vaikuta junan komponenttien hajoamiseen, mutta sillä voi olla vaikutusta kiskon murtumisriskiin.*
2. Epätasaisuudet pyörän, kiskon tai vaihteen geometriassa
 - *Kiskon sivukuluminen vaikuttaa radan geometriavirheistä raideleveyden levenemiseen.*
3. Vaihteen kielen asema (siirtyminen asemasta toiseen liikkuvan junan alla)
 - *Kiskon sivukulumisella ei vaikutusta.*
4. Este raiteella (esimerkiksi raskas ajoneuvo tasoristeyksessä)
 - *Kiskon sivukulumisella ei vaikutusta.*
5. Raiteen liikkuminen poikittaissuunnassa
 - *Kiskon sivukuluminen voi vaikuttaa pyörä-kisko-kontaktin kautta poikittaisvoimaan ja siten raiteen liikkumiseen poikittaissuunnassa.*
6. Pyörän laipan nouseminen kiskon päälle
 - *Kiskon sivukuluminen vaikuttaa pyörä-kisko-kontaktiin, joka on merkittävässä roolissa Y/Q-suistumiskriteerissä. Lisäksi kiskon sivukuluminen voi vaikuttaa pyöräkerran kohtauskulmaan radan kanssa, jolla on myös merkittävä vaikutus suistumisriskiin.*
7. Kaluston kaatuminen (voimakas poikittaistuuli tai suuri ylinopeus kaarteissa)
 - *Kiskon sivukulumisella ei vaikutusta.*
8. Kiskon kaatuminen
 - *Kiskon sivukuluminen voi vaikuttaa pyörä-kisko-kontaktin kautta poikittaisvoimaan ja siten kiskon kaatumiseen. Lisäksi merkittävä sivukuluminen saattaa vaikuttaa poikittaisvoimakomponentin sijaintiin ja siten kiskoa kaatavan momentin suuruuteen.*

Kiskon sivukulumisella on siis vaikutus suistumisriskiin ennen kaikkea pyörän ja kiskon kontaktissa tapahtuvan muutoksen kautta. Kiskon sivukulumisen levenemistä myös raideleveyttä, joka saattaa vaikuttaa suistumisriskiin, sillä raideleveyden levenemisen myötä raidevälitys ja pyöräkerran sivuttaisliikevara kasvaa. Lisäksi kaarteissa kiskon sivukulumisen vaikuttaa ainakin jonkin verran pyöräkerran kohtauskulmaan radan suhteen ja siten suistumisen todennäköisyyteen. Komponenttien hajoaminen aiheuttaa radalla selvän suistumisriskin, ja kiskon sivukulumisen heikentääkin jonkin verran esimerkiksi kiskon taivutuskestävyyttä. Kulumisen myötä kiskon pinnasta kuitenkin poistuu vioittunutta materiaalia, joka saattaisi lisätä kiskon murtumisriskiä. Sitä kautta kiskon kulumisen voi siis jopa lisätä kiskon kestävyyttä.

Raideleveyden kasvaminen johtuu yleensä lähes kokonaisuudessaan kiskon sivukulumisesta. Kiskon sivukulumiselle ja raideleveyden levenemiselle on määritetty toisiaan vastaavat raja-arvot, jotka rajoittavat raideleveyden turvallisesti suistumisriskin suhteen. Kiskon sivukulumiseen vaikuttavat pyörän ja kiskon väliset liukuvoimat. Kulumista voidaan arvioida liukuvoimat ja luisumat huomioivan energiafunktion $T\gamma$ avulla, josta on kerrottu tarkemmin raportissa "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" (Loponen et al. 2016).

4.1 Kiskon sivukulumisen vaikutus kaluston ohjautumiseen

Junakaluston ohjautumista voidaan arvioida tehollisen kartiokkuuden avulla. Tehollinen kartiokkuus kertoo pyörän ja kiskon muodostamasta kartiokkudesta, joka todellisuudessa vaikuttaa pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa. Kartiokkuus kuvaa pyöräkerran pyörien välisen vierintäsäde-eron ja pyöräkerran sivuttaissuuntaisen siirtymän suhdetta: mitä suurempi kartiokkuus, sitä suuremman ohjausvoiman pyöräkerta saa pyörien välisen suuremman vierintäsäde-eron takia jo pienelläkin sivuttaissiirtymällä.

Tehollisen kartiokkuuden arvolle on määritetty ratateknisissä ohjeissa suunnitteluraja-arvot, jotka pohjautuvat EN-standardiin (RATO 21 2012). Raja-arvot on esitetty taulukossa 4.1.

Taulukko 4.1 Nopeudesta riippuvat tehollisen kartiokkuuden suunnitteluraja-arvot Suomessa (RATO 21, 2012).

Suurin nopeus (km/h)	Tehollisen kartiokkuuden raja-arvot
$V \leq 60$	-
$60 < V < 190$	0,30
$190 < V$	0,25

Nämä raja-arvot on tarkoitettu suunnitteluarvoiksi, eli tarkastelun kohteena on uusi pyöräprofiili ideaalia kiskoprofiilia vasten. Käytönaikaisia raja-arvoja ei ole määritetty. Liian suuri tehollinen kartiokkuus voi kuitenkin johtaa pyöräkerran epästabiliin kulkuun radalla, siksi tehollisen kartiokkuuden arvon olisi hyvä olla

käytetyilläkin profiileilla alle 0,4. Toisaalta liian pieni tehollinen kartiokkuus heikentää pyöräkerran ohjautuvuutta, ja arvon olisikin hyvä olla yli 0,1. Liian suuri kartiokkuus on kuitenkin pahempi asia kuin liian pieni kartiokkuus, ja siksi EN-standardissakin (EN 14363) on määritetty, että nopeuksilla 140–200 km/h tehollisen kartiokkuuden olisi syytä pysyä aina alle arvon 0,40. Sen sijaan kartiokkuuden alarajaa ei ole määritetty.

Kiskon sivukulumista esiintyy pääosin kaarteissa, joissa kalusto ei ole ohjautunut optimaalisella tavalla. Tyypillisesti sivukulumista ilmenee enemmän tiukoissa, pienen kaarresäteen kaarteissa, joissa tehollinen kartiokkuus ei ole riittävä kaluston ohjautumiseen. Kaarteissa pyöräkerran olisi siirryttävä sivuttaissuunnassa kaavan 4.1 osoittaman matkan, jotta ohjautuminen olisi optimaalista.

$$y = \frac{er_0}{2\lambda R} \quad (4.1)$$

y = sivuttaissiirtymä

e = pyörien kulkupintojen välinen etäisyys

r_0 = pyörän kulkuympyrän säde

λ = kartiokkuus

R = kaarten kaarresäde

Kaavan 4.1 mukaisesti sekä kartiokkuuden että kaarresäteen kasvaminen vähentää lineaarisesti kaarteissa vaadittavaa sivuttaissiirtymää. Kaarresäteen ollessa pieni, tarvitaan siis selvästi parempaa ohjautuvuutta, jotta pyöräkerta ei menisi laipalle. Toisaalta loivassa, suuren kaarresäteen kaarteissa ohjautuvuutta ei tarvita niin paljon.

Käytännössä on kuitenkin huomattu, että toisinaan kiskon sivukulumista ilmenee tiukoja kaarteita enemmän hieman loivemmissa kaarteissa. Tähän vaikuttavat toki eri rataosuuksien nopeusrajoitukset ja kaarteissa käytetty kallistus, mutta myös kaluston ohjautumisominaisuudet. Tiukoissa kaarteissa pyöräkerta saattaa esimerkiksi hakeutua aktiivisemmin kaarten suuntaiseksi, kun hieman loivemmassa kaarteissa pyöräkerran kohtauskulma saattaa olla herkemmin epäedullinen kiskon kulumisen kannalta. Kiskon kulumista ei tapahdu, ellei pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa ole luistoa ja pyöräkerran kohtauskulma vaikuttaa suoraan sivuttaissuuntaisen luisuman määrään. Toisaalta pyörän ja kiskon välinen kontaktikulma vaikuttaa merkittävästi kiertoluisuman määrään, mikä tarkoittaa sitä, että kulumista tapahtuu erityisesti laippakontaktissa.

Koska kiskon sivukulumista ilmenee erityisesti sellaisissa paikoissa, joissa kaluston ohjautuminen on jo ollut syystä tai toisesta huonoa, yksin kiskon sivukulumisen vaikutusta kaluston ohjautumiseen on hankala tutkia todellisessa rataympäristössä. Kaikissa paikoissa, joissa kiskon sivukulumista esiintyy, kaluston ohjautumiseen vaikuttaa jo yksi tai useampi kulumisesta riippumaton ohjautumista heikentävä tekijä. Tässä projektissa tutkitaan simulointien avulla, miten kiskojen sivukulumisen vaikuttaa kaluston ohjautumiseen, mutta merkittävää on myös se, onko kaluston huono ohjautuminen alun perin aiheuttanut kiskojen sivukulumisen. Mikäli kaluston ohjautuminen on tietyllä rataosuudella heikkoa, kisko kuluu. Tämän jälkeen kaluston ohjautuminen on todennäköisesti edelleen heikkoa, mutta sen ei voida katsoa johtuvan pelkästään sivukuluneista kiskoista.

Kiskon sivukuluminen vaikuttaa kaluston ohjautumiseen sekä raidevälyksen kasvamisen että pyörän ja kiskon välisen kontaktin muutoksen kautta. Kiskon sivukuluminen kasvattaa raideleveyttä ja mahdollistaa pyöräkerralle suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen. Samalla pyöräkerran kohtauskulma radan suhteen voi saada uusia epäedullisia arvoja, sillä pyöräkerta pääsee kiertymään radan suhteen enemmän. Pyörän ja kiskon välisessä kontaktissa kiskon sivukuluminen vaikuttaa sekä tehollisen kartiokkuuden että kontaktikulman arvoon.

Aiemman projektin puitteissa on jo arvioitu kiskon sivukulumisen pääosin alentavan tehollisen kartiokkuuden arvoa ja heikentävän ohjautuvuutta (Loponen et al. 2015). Tässä tutkimuksessa arvioidaan tarkemmin kiskon sivukulumisen vaikutusta ohjautumiseen ja tarkastellaan myös kontaktikulman muutosta. Lisäksi on syytä huomioida myös pyöräkerran kohtauskulman vaikutus junan suistumisriskiin, sillä kiskon sivukuluminen mahdollistaa suuremman kohtauskulman pyöräkerran ja radan välille.

4.2 Kiskon sivukulumisen vaikutus pyörän ja kiskon välisiin voimiin

Kiskon sivukuluminen kasvattaa raidevälystä, mikä mahdollistaa pyöräkerralle suuremman sivuttaissuuntaisen liikkeen. Miten tämä vaikuttaa pyörän ja kiskon välisiin voimiin? Suurempi sivuttaisliikevara tarkoittaa sitä, että laippakosketus syntyy vasta suuremmalla sivuttaissiirtymällä. Laippakosketus ei siis pääse syntymään niin helposti, jolloin vaakasuuntainen kuormitus jäisi pieneksi. Toisaalta kiskon sivukuluminen pääosin heikentää kaluston ohjautuvuutta, jolloin laippakosketuksia voikin syntyä tavallista herkemmin. Kiskon sivukuluminen voikin vaikuttaa vaakasuuntaisiin kuormituksiin sekä kasvattavasti että vähentävästi. Vaikutussuuntaa voidaan selvittää tapauskohtaisesti simulointien avulla.

Junan pyörän laipan nousuun liittyvää suistumisriskiä voidaan arvioida pyörän ja kiskon välisten voimien avulla Nadalin kriteerillä. Tällöin tarkastellaan pyörän ja kiskon välisen kontaktin vaakasuuntaisen voiman ja pystysuuntaisen voiman suhdetta (Y/Q). Suistumisriskin syntymiseen tarvitaan merkittävä vaakasuuntainen voima ja lisäksi yleensä myös pystysuuntaisen pyöräkuorman keventyminen.

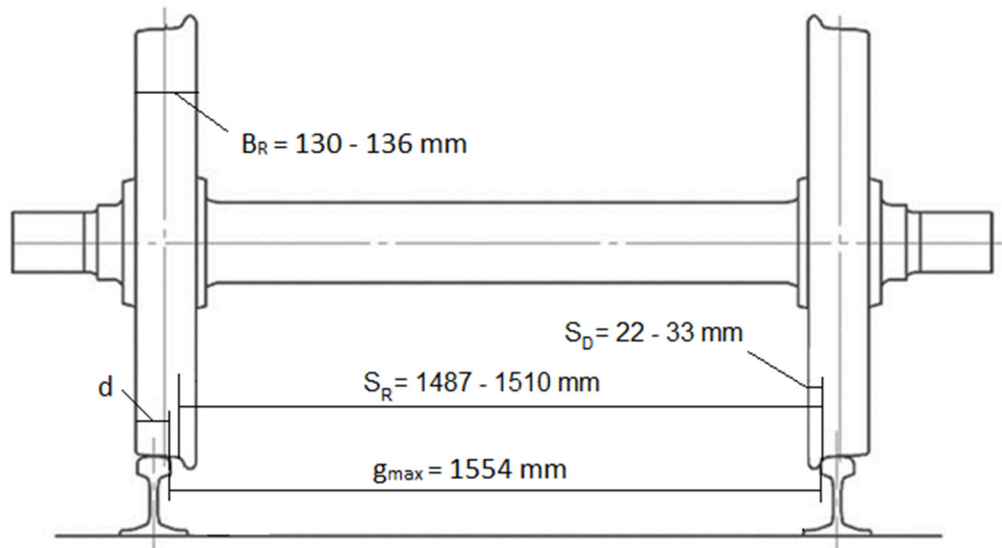
Kiskon sivukuluminen voi poikittaisvoiman muutoksen kautta vaikuttaa myös kiskon kaatumiseen tai raiteen liikkumiseen poikittaissuunnassa. Poikittaisvoima vaikuttaa siis suistumisriskiin usealla eri tavalla.

4.3 Kiskon sivukulumisen vaikutus suistumisriskiin muiden suistumissyiden tapauksessa

Juna voi suistua kiskoilta myös muiden kuin ohjautumiseen liittyvien asioiden johdosta. Kiskon sivukuluminen leventää raideleveyttä, mikä lisää raidevälystä ja vaikuttaa sitä kautta kaluston kulkuun. Raideleveyden leventyessä merkittävästi pyöräkerran toinen pyörä saattaa jopa pudota kiskoja väliin. Tämä ei kuitenkaan ole kovin realistinen pelko, sillä itäisen yhdysliikenteen kapeallakin pyöräkerralla raideleveys saa leventyä merkittävästi yli raja-arvojen ennen pyö-

rän putoamista raiteelta. Raideleveyden leveneminen etenkin yhdistettynä muihin geometriavirheisiin, kuten kierousvirheeseen, saattaa kuitenkin aiheuttaa junalle suistumisriskin.

Kuvassa 4.1 on esitetty kalustojen äärimitat Suomen rataverkolla.



Kuva 4.1 Suomen rataverkolla liikkuvan kaluston pyöräkerran sekä raiteen äärimitat.

Kuvan 4.1 pohjalta voidaan laskea, kuinka paljon sivuttaissiirtymää toisen pyörän putoaminen kiskojaan väliin vaatisi, eli kuinka paljon toiselle pyörälle jää ääritilanteessa kulkukehää käytettäväksi. Oletetaan, että pyöräkerta on sivuttaissuunnassa ääriasennossa. Tällöin käytettäväksi jäävä kulkukehä voidaan laskea yhtälöllä 4.2.

$$d_{\text{kulkukehä}} = B_R + S_R - g - S_{D0} \quad (4.2)$$

$d_{\text{kulkukehä}}$ = kulkukehän leveys, jolla pyörä voi vielä tukeutua kiskoon (mm)

B_R = pyörän leveys (mm)

S_R = laipan ulkopintojen välinen etäisyys (mm)

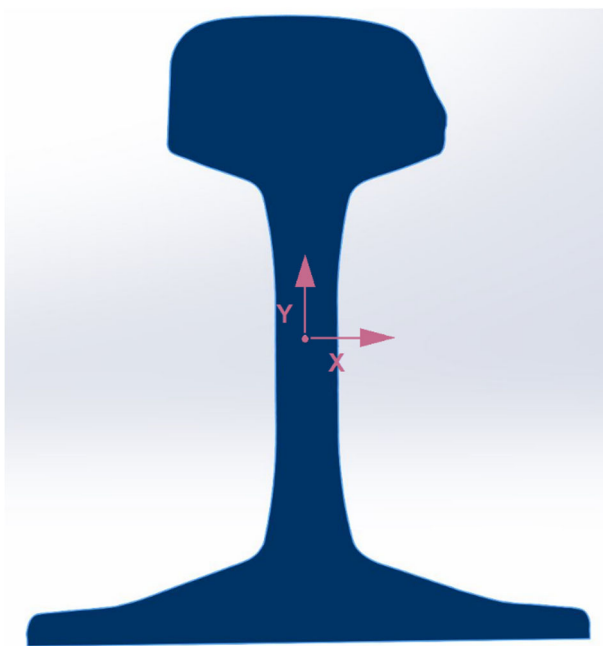
g = raideleveys (mm)

S_{D0} = laipan paksuus ideaaliprofiilissa (mm)

Mikäli raideleveys on suurin sallittu (1554 mm) sekä laipan ulkopintojen välinen etäisyys ja pyörän leveys mahdollisimman kapeat (1487 mm ja 130 mm), pyöräkerran liikevaraksi kulkukehällä jää 30 mm. Jos lisäksi laippa on kulunut ja laipan paksuus pienin sallittu (22 mm), kulkukehää on vielä 20 mm. Laippa voi olla todellisuudessa raja-arvoa kuluneempi, mutta edes sinänsä vielä realistinen 18 mm paksu laippa ei riitä pudottamaan pyörää kiskojaan väliin. Tällöin pyörän kulkukehää jäisi kiskoa vasten kuitenkin enää 16 mm. Pyöräkerran ei tarvitsisi pahimmassa tapauksessa siirtyä sivuttaissuunnassa laippakosketuksen jälkeen siis enää kuin 16 mm, niin toinen pyörä putoaisi kiskojaan väliin. Tässä tarkastelussa raideleveys on suurin sallittu, 1554 mm. Mikäli tämä raideleveyden kasvu johtuisi pelkästään kiskon sivukulumisesta, kisko olisi siis kulunut 30 mm, eli lähes puolet kiskon hamarasta olisi kulunut pois.

Lisäksi kiskon kulumisen heikentää kiskon jäykkyyttä. Kiskon poikkipinta-ala pienenee kulumisen myötä ja tämä johtaa kiskoprofiilin neliömomentin ja sitä myötä taivutusvastuksen pienenemiseen. Toisaalta kiskon kulumisen myös poistaa kiskon pintavaurioita ja tuo kiskoon uutta pintaa esille. Tämä oikeastaan vähentää kiskon murtumisen todennäköisyyttä, sillä sopivalla kulumisnopeudella säröt eivät ehdi kasvamaan kiskon pinnassa ja aiheuttamaan murtumisriskiä.

Kiskon taivutusjäykkyys EI on suoraan verrannollinen kiskon pinnan neliömomenttiin I . Kiskon kulumisen vaikutusta kiskon jäykkyyteen on arvioitu kiskon neliömomentin muutoksen kautta vertaamalla kuluneen kiskoprofiilin neliömomenttia ideaalin 60E1- ja 54E1-kiskoprofiilin neliömomenttiin. Neliömomentin laskentoihin on otettu esimerkkiprofiiliksi 5,2 mm sivukulunut 60E1-kisko (kuva 4.2), jonka neliömomentit on esitetty taulukossa 4.2.



Kuva 4.2 Neliömomenttien havainnollistamisen esimerkkinä toimiva 5,2 mm sivukulunut 60E1-kiskoprofiili. Kuvassa x-akseli on vaaka-akseli ja y-akseli pystyakseli.

Taulukko 4.2 Neliömomentit I_{xx} ja I_{yy} ideaalille 60E1-kiskolle, ideaalille 54E1-kiskolle ja 5,2 mm sivukuluneelle 60E1-kiskolle.

Neliömomentti	Ideaali 60E1	Ideaali 54E1	5,2 mm sivukulunut 60E1
$I_{xx} (\text{cm}^4)$	3038,3	2337,9	2560,0
$I_{yy} (\text{cm}^4)$	512,3	419,2	413,3

Suomessa kiskon sivukulumisrajana on 5 mm yli 160 km/h radoilla (taulukko 2.1). Taulukosta 4.2 huomataan, että tällaisella noin 5 mm sivukuluneella 60E1-kiskolla pinnan neliömomentit ovat pienemmät kuin ideaalilla 60E1-kiskolla. Kiskon taivutusjäykkyys siis pienenee kiskon sivukulumisen myötä. Kiskoon kohdistuu suurin taivuttava voima pystysuuntaisesta pyöräkuormasta. Tätä pystysuuntaista taivutusta vastustaa taivutusjäykkyys EI_{xx} , jossa siis neliömomentilla I_{xx} on suuri vaikutus. Neliömomentti I_{xx} muuttuu kiskon sivukulumisen myötä, mutta sen arvo on silti sivukuluneellakin kiskolla vielä selvästi suurempi kuin ideaalilla 54E1-kiskoprofiililla. Sen sijaan poikittaissuuntaista kuormitusta vastustavaan taivutusjäykkyyteen EI_{yy} vaikuttava neliömomentti I_{yy} muuttuu kiskon kulumisen myötä jo hieman pienemmäksi kuin ideaalilla 54E1-kiskoprofiililla.

Tarkemmin kiskon sivukuluneisuuden vaikutuksesta kiskon taivutusjäykkyyteen ja murtumisriskiin on kerrottu raportissa "Kiskon sivukuluneisuus ja pyöräkerran laippojen välinen etäisyys – raidevälyksen muutoksen vaikutus junan kulkuun" (Loponen et al. 2015).

5 Laskennallinen tarkastelu ja simuloinnit

Laskennallisen tarkastelun ja simulointien tarkoituksena on selvittää, miten kiskon sivukuluminen vaikuttaa kaluston kulkuun. Ensisijaisesti tarkastellaan kiskon sivukulumisen vaikutusta suistumisriskiin ja tämän jälkeen kiskon sivukulumisen vaikutusta matkustusmukavuuteen. Suistumisriskin arvioinnissa käytetään Nadalin suistumiskriteeriä eli pyörän ja kiskon välisen kontaktin poikittaisuuntaisen ja pystysuuntaisen voiman (Y/Q) suhdetta. Matkustusmukavuutta arvioidaan kiihtyvyyksien avulla.

Kiskon sivukulumista esiintyy pääasiassa kaarteissa. Lisäksi pyöräkerran kohtauskulma saattaa muodostua epäedulliseksi suistumisen kannalta erityisesti juuri kaarteissa, sillä pyöräkerran ja telien kiinnityksien jäykkyyksien takia kaarteissa kehittyy aina kohtauskulmia. Näiden asioiden takia tämän projektin simuloinneissa tarkastellaan kaluston käyttäytymistä lähinnä erilaisissa kaarteissa. Kiskojen sivukuluminen saattaa lisätä suistumisriskiä myös vaihteissa. Vaihteessa tapahtuva suistuminen on kuitenkin erityistilanne, jota ei vaihdegeometrian erityispiirteiden takia voida tarkastella puhtaasti kiskon sivukulumisen kautta. Vaihdetarkasteluja ei siksi sisällytetä tähän projektiin, eikä tässä oteta kantaa kiskon sivukulumisrajojen soveltuvuuteen vaihdealueella.

Kiskon sivukulumisen vaikutusten laskennallisessa tarkastelussa käydään läpi kiskon sivukulumisen vaikutusta pyörän ja kiskon väliseen kontaktiin pyöräkerran eri sivuttaissiirtymillä. Tämän tarkastelun perusteella päätetään projektiin parhaiten soveltuvat simulointitilanteet, joissa laskennallisen tarkastelun kontaktidataa käytetään lähtötietona. Kontaktidatassa huomioidaan kiskoprofiili, pyöräprofiili sekä näiden väliset keskinäiset asennot ja etäisyydet. Simulointivaiheessa huomioidaan kontaktidatan lisäksi kaluston ominaisuudet, ajonopeus, ratageometria ja radan epätasaisuudet.

Simuloinneissa käytetään monikappaledynamiikkaan perustuvaa Vampire-simulointiohjelmistoa. Simuloinnit tehdään tutkimusryhmässä aiempien projektien yhteydessä rakennetuilla kalustomalleilla, matkustajavaunujen osalta 2-kerroksisella IC-vaunun mallilla (Ed) ja tavaravaunujen osalta itäisen yhdysliikenteen korkealaitaisen avovaunun mallilla (Vok). Ed-vaunun ensimmäisen vaiheen malli on esitelty tarkemmin Annen Pesosen diplomityössä "Radan epätasaisuuksien vaikutus kaluston kokemiin kiihtyvyyksiin" (Pesonen 2016) ja Vok-vaunun malli "Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus" –tutkimusraportissa (Loponen et al. 2016). Lisäksi mallien verifiointista ja sen myötä malleihin tehdyistä muutoksista on kerrottu tutkimusraportissa "Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien verifiointi" (Loponen et al. 2020).

5.1 Simulointitapauksien valinta ja esittely

Pyörä- ja kiskoprofiilien sekä niiden keskinäisten etäisyyksien perusteella määritetään kontaktidata, joka kertoo, minkälainen kontakti pyörän ja kiskon välillä eri sivuttaissiirtymien vaiheissa esiintyy. Kontaktidatan perusteella saadaan selville esimerkiksi pyörien välisten vierintäsäde-erojen arvo sekä pyörän ja kiskon välisen kontaktin kontaktikulma eri sivuttaissiirtymillä. Simulointiohjelma määrittää myös tehollisen kartiokkuuden arvon, mutta ainoastaan keskiarvona $-/+$ -suuntaan tapahtuvalle siirtymälle. Sivukuluneiden kiskojen tapauksessa, eli

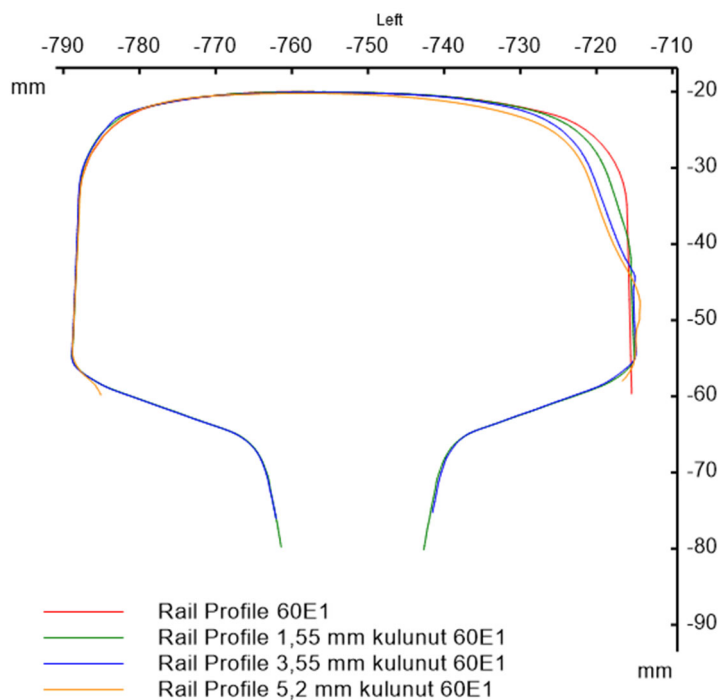
erityisesti kaarteissa, vasen ja oikea kiskoprofiili ovat hyvin eri tavoin kuluneita. Siksi ohjelman tapa määrittää tehollisen kartiokkuuden arvo ei tässä tapauksessa toimi kunnolla. Vastaava informaatio saadaan kuitenkin vierintäsäde-erojen kuvaajista, joissa vierintäsäde-erot on määritetty erikseen -/+suuntien siirtymille.

Tehollinen kartiokkuus määritellään pyörien välisen vierintäsäde-eron Δr ja sivuttaissiirtymän y suhteena kaavan 5.1 mukaisesti.

$$\lambda_e = \frac{\Delta r}{2y} \quad (5.1)$$

Tehollinen kartiokkuus voidaan siis laskea Δr -y-kuvaajasta. Näissä simuloinneissa kaluston ohjautumisen tehokkuutta arvioidaankin pääosin vierintäsäde-erokuvaajien avulla, ja tehollisen kartiokkuuden arvo voidaan tarvittaessa määrittää suoraan niistä.

Simuloinneissa käytettävä kontaktidata on laskettu useille eri kisko- ja pyöräprofiilien yhdistelmille. Kuvassa 5.1 on esitetty kiskoprofiilit, joita on käytetty kontaktidatojen laskemisessa. Kiskoprofiilit ovat aitoja kuluneita kiskoja Suomen rataverkosta. Projektissa halutaan kuitenkin tarkastella myös selvästi kuluneempien kiskojen vaikutusta kaluston kulkuun, eikä tarkoitukseen sopivia erittäin kuluneita kiskoja ollut aiemmin tehtyjen kiskoprofiilien mittaustulosten joukossa. Siksi kaikista kuluneimmat kiskot on vielä muokattu kuvan 5.1 kiskoprofiileista. Simulointeja on siis tehty myös siten, että kiskon kulumismuoto on otettu 5,2 mm kuluneesta 60E1-kiskosta, mutta raideleveyttä on levitetty. Tällä tavalla saadaan tarkasteltua selvästi suuremman kiskon sivukulumisen vaikutusta.

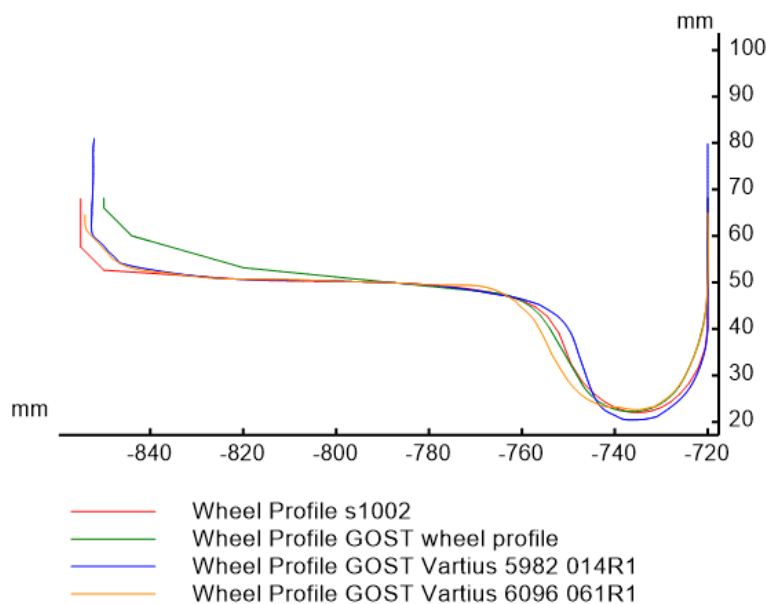


Kuva 5.1 Kiskoprofiilit, joita on käytetty kontaktidatojen laskemisessa. Näiden lisäksi mukaan on otettu vastaavia kiskon kulumismuotoja, mutta siten, että kulumismäärää on kasvatettu keinotekoisesti raideleveyttä kasvattamalla.

Kuvan 5.1 mukaisesti projektissa on tarkasteltu useita erilaisia kuluneita kiskoprofiileita. Esimerkiksi 5,2 mm sivukuluneella kiskoprofiililla (kelt.) pystykulumisen arvo on 0,9 mm, joten kaavan 2.1 mukaiseksi vertailukuluneisuuden arvoksi tulisi 3,5 mm. Vertailukuluneisuuden määrä ei ole näissä kiskoprofiileissa millään tavalla rajoittava tekijä, sillä vertailukuluneisuuden raja-arvo on Suomessa aina vähintään 14 mm. Tällä 5,2 mm sivukuluneella kiskoprofiililla kuvan 2.3 mukaisen 45°-kulman kulumisen arvo on 4,8 mm, eli vain hieman pienempi kuin sivukulumisen arvo. Yleisestikin näissä simuloinneissa käytetyissä profiileissa 45°-kulman kuluneisuuden arvo oli hyvin samaa luokkaa kuin sivukulumisen arvo.

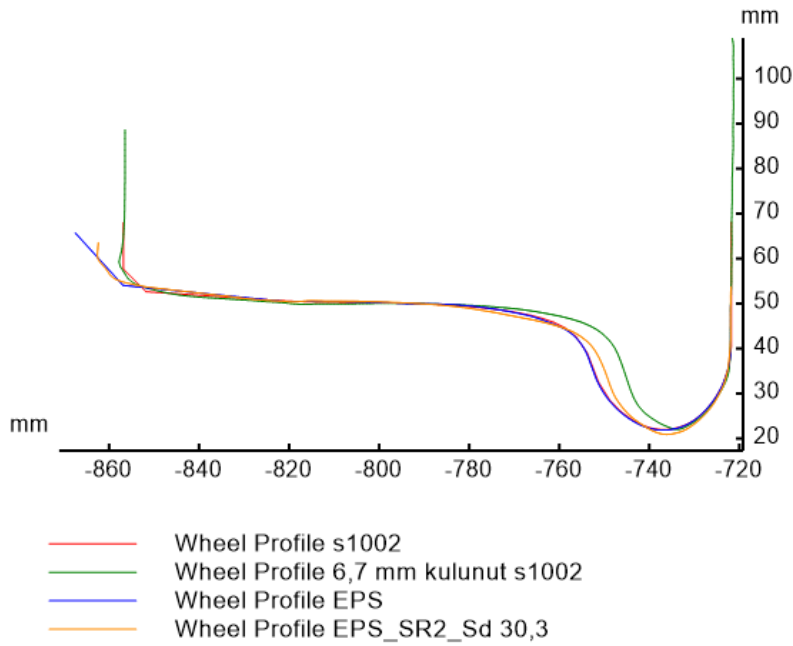
Erittäin kulunut kiskoprofiili on saatu simulointeihin käyttämällä 5,2 mm kuluneen kiskoprofiilin muotoa raideleveydellä 1540 mm, joka vastaa siis kiskossa 16 mm sivukuluneisuutta.

Kontaktidatassa kiskoprofiileita on tarkasteltu erilaisia pyöräprofiileita vasten. Suomessa kulkevan kaluston pyöräprofiilit ovat joko Suomen ohjeiden mukaisia S1002- tai EPS-pyöräprofiileja tai GOST-standardin mukaisia itäisen yhdysliikenteen pyöriä. Projektiin on otettu mukaan kaikkia näitä erilaisia pyöräprofiilityyppejä. Itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiileina on käytetty Vartiuksessa mitattuja pyöriä, jotka on esitetty kuvassa 5.2.



Kuva 5.2 Simuloinneissa käytetyt Vartiuksessa mitatut itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiilit 5982 ja 6096. Kuvaan on lisäksi vertailun vuoksi otettu mukaan myös ideaali s1002-pyöräprofiili ja ideaali GOST-pyöräprofiili.

Suomen kalustoa kuvaavina pyöräprofiileina on käytetty ideaaleja S1002- ja EPS-pyöräprofiileja (EPS/h28/e32,5/10%) sekä erilaisia kuluneita S1002- ja EPS-pyöräprofiileja (kuva 5.3).



Kuva 5.3 Simuloinneissa käytetyt pyöräprofiilit ideaali S1002, 6,7 mm kulunut S1002, ideaali EPS ja veturin Sd30,3 EPS eli kulunut EPS-profiili, jossa laipan paksuus Sd on 30,3 mm. Ideaalit EPS- ja S1002-pyöräprofiili ovat lähes saman muotoisia.

Taulukossa 5.1 on esitetty vielä yhteenvetona kaikki profiiliyhdistelmät, joilla kontaktidata on laskettu. Osalle yhdistelmistä laskenta suoritettiin vain osittain (merkitty taulukossa 5.1 (x)), eli esimerkiksi tehollisen kartiokkuuden arvoja ei ole laskettu kaikille profiiliyhdistelmille. Tämä johtuu useimmissa tapauksissa siitä, että pyörä- ja kiskoprofiilin ollessa keskenään lähes täysin saman muotoiset, kontakti voi muodostua profiilien välillä useaan pisteeseen kerrallaan. Tällöin on mahdotonta tietää, mikä piste dominoi ja vaikuttaa lopulta eniten ohjautumiseen. Tehollisen kartiokkuuden laskenta olisi tällaisessa tapauksessa hyvin epätarkkaa.

Taulukko 5.1 Kisko- ja pyöräprofiilit, joille laskettiin kontaktidata ja vierintäsäde-erojen sekä tehollisen kartiokkuuden arvot. Merkintänä on x, jos profiiliyhdistelmälle on tehty kaikki laskennat ja (x), jos profiiliyhdistelmälle tehtiin vain osa laskennoista.

Kisko- profiili Pyörä- profiili	Ide- aali 60E1	1,55 mm kulu- nut 60E1	3,55 mm kulu- nut 60E1	5,2 mm kulu- nut 60E1	9,5 mm kulu- nut 60E1	12 mm kulu- nut 60E1	16 mm kulu- nut 60E1
Ideaali s1002	x	x	x	x	(x)	(x)	x
2,9 mm kulunut s1002	x	(x)	(x)	x	(x)	(x)	x
4,7 mm kulunut s1002	x	x	x	x	(x)	(x)	x
6,7 mm kulunut s1002	x	x	(x)	x	(x)	(x)	x
Ideaali EPS	x	x	(x)	x	(x)	(x)	x
Veturin pyöräprofiili (Sd=31,9 mm)	x	(x)	(x)	x	(x)	(x)	x
Veturin pyöräprofiili (Sd=30,3 mm)	x	(x)	(x)	x	(x)	(x)	x
1,8 mm kulunut EPS (EDO)	(x)	(x)	(x)	(x)	-	-	x
Ideaali GOST	x	x	x	x	x	x	x
GOST 6069	x	x	x	x	x	x	x
GOST 6069, Ar 1437	x	x	x	x	(x)	(x)	x
GOST 5982	x	x	x	x	(x)	(x)	x
GOST 5982, Ar 1437	x	x	x	x	-	-	x

Taulukossa 5.1 kuluneet pyöräprofiilit on nimetty pääsääntöisesti siten, että profiilia on verrattuna ideaaliprofiiliin ja nimeäminen on tehty sivukulumisen määrän perusteella. Vetureista otetut pyöräprofiilit on kuitenkin nimetty laipan paksuuden SD mukaan. Vartiuksessa mitatut itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiilit on nimetty junan numeron mukaan, sillä profiilit poikkesivat niin merkittävästi GOST-ideaaliprofiilista, ettei nimeämistä voinut tehdä kulumisen määrän perusteella.

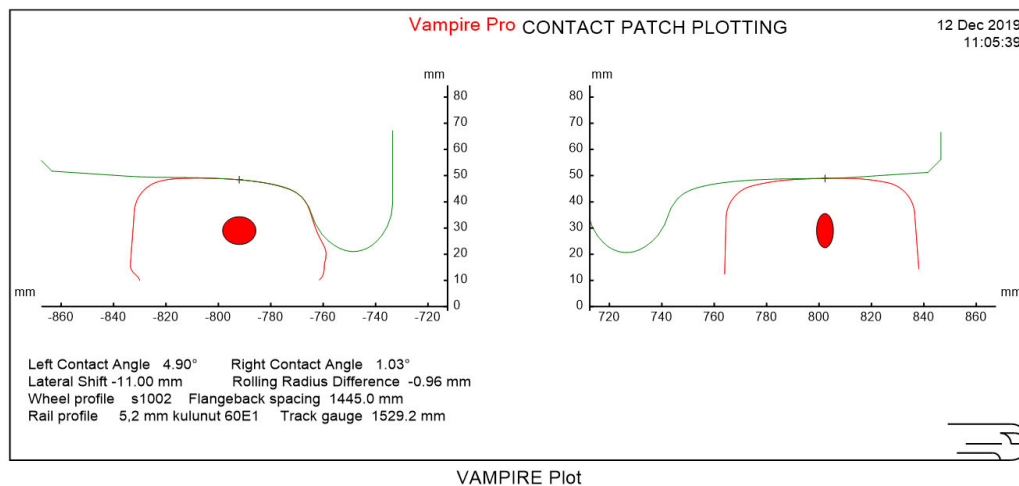
Pyörien väliselle vierintäsäde-erolle ei ole suoraan määritelty raja-arvoja, vaan ohjautumista rajoitetaan tehollisen kartiokkuuden arvojen avulla. Junan kulun kannalta kriittisin tapaus on liian suuri tehollinen kartiokkuus eli liian tehokas ohjautuminen. Tällöin junan kulku muuttuu helposti epästabiiliksi. Siksi tehollis-

Pyöräkerran kiertymisen kulmanopeutta voidaan puhtaassa vierintätilanteessa kuvata kaavan 5.2 mukaisesti.

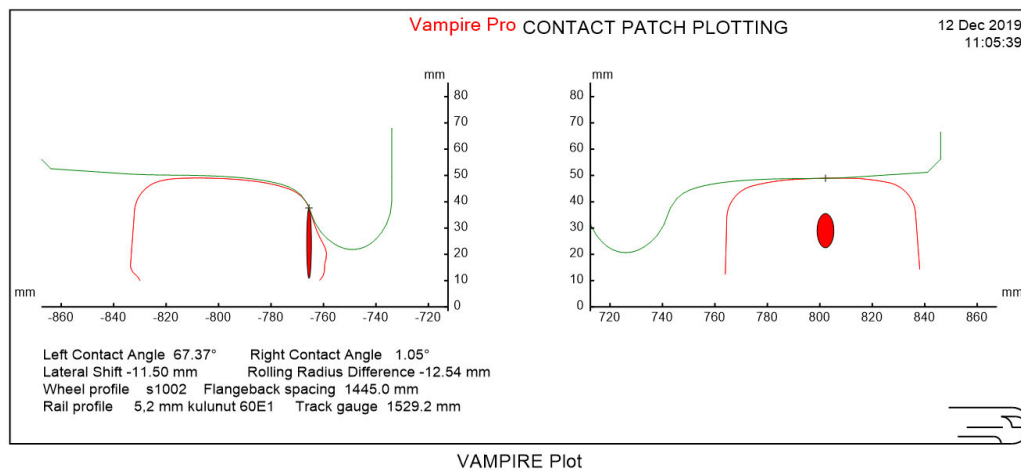
$$\dot{\psi} = \frac{v_{oik} - v_{vas}}{e} = \frac{\frac{r_{oik}}{r_0} v - \frac{r_{vas}}{r_0} v}{e} = \frac{(r_{oik} - r_{vas})v}{r_0 e} = \frac{(\Delta r)v}{r_0 e} \quad (5.2)$$

Pyöräkerran kiertymisen kulmanopeus eli kaluston ohjautumisen tehokkuus on siis suoraan verrannollinen pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon. Siksi pyörien vierintäsäde-erokuvaajia tarkastelemalla saadaan suoraan selville kiskoprofiilien kulumisen vaikutus kaluston ohjautumiseen puhtaassa vierintätilanteessa. Kiskon sivukuluminen vaikutusta pyörä-kisko-kontaktissa tapahtuvaan luistoon ja liukuvoimiin tarkastellaan myöhemmin simulointien yhteydessä.

Pyöräkerran pyörien väliset vierintäsäde-erot voidaan määrittää laskennallisesti pyöräkerran eri sivuttaissiirtymille, kun tiedetään kiskoprofiili, kiskon kallistus, raideleveys, pyöräprofiili ja pyöräkerran raideleveysmitta. Näin saadaan vierintäsäde-erokuvaajat, joissa on kuvattuna pyöräkerran pyörien välinen vierintäsäde-ero pyöräkerran sivuttaissiirtymän funktiona. Vierintäsäde-erokuvaajissa vasemmalla puolella on aina pyöräkerran siirtyminen ulkokiskon puolelle, eli kuluneen kiskon puolelle, kaarteessa ulkokaarten suuntaan. Oikealla puolella on siirtyminen ideaalin kiskoprofiilin suuntaan. Pyöräkerran siirtyessä kohti ulkokiskoa, eli kulunutta kiskoa, kiskon kuluminen vaikuttaa merkittävästi pyörän vierintäsäteeseen, sillä kontaktin kuuluisi siirtyä vähitellen kiskon päältä kiskon sisäreunaa kohti. Kuluneen kiskon tapauksessa siirtyminen ei tapahdu samalla tavalla kuin uudella kiskolla, vaan äkillisemmin, joten pyöräkerran vierintäsäde-ero muuttuu kiskon kulumisen myötä. Tätä äkillistä siirtymää on havainnollistettu kuvissa 5.5 ja 5.6.



Kuva 5.5 *Ideaalin S1002-pyöräprofiilin ja 5,2 mm sivukuluneen 60E1-kisko-profiilin kontakti sivuttaissiirtymällä 11 mm. Pyörien välinen vierintäsäde-ero on 1 mm.*



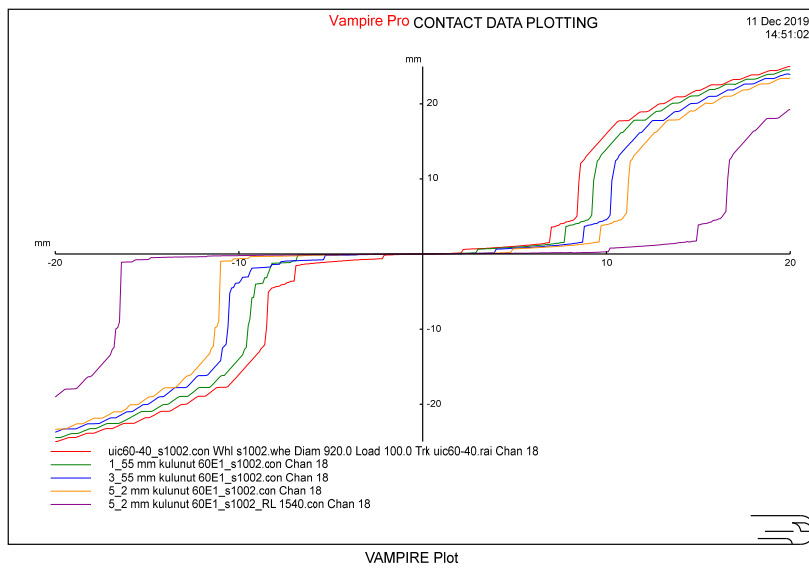
Kuva 5.6 *Ideaalin S1002-pyöräprofiilin ja 5,2 mm sivukuluneen 60E1-kisko-profiilin kontakti sivuttaissiirtymällä 11,5 mm. Pyörien välinen vierintäsäde-ero on 12,5 mm.*

Sen sijaan pyöräkerran siirtyessä ideaalin kiskoprofiilin suuntaan, eli sisäkaarteeseen suuntaan, ulkokaarteeseen puoleisen pyörän kontakti on kuluneella kiskolla hamaran päällä. Tällöin kiskon kulumisella ei ole oikeastaan vaikutusta pyörän vierintäsäteeseen. Vierintäsäde-erokuvaajissa kiskon kulumisen vaikuttaa sisäkaarteeseen puolelle siirryttäessä lähinnä siihen, millä sivuttaissiirtymän arvolla vierintäsäde-ero lähtee kasvamaan laippakontaktia lähestyttäessä. Tämä johtuu siitä, että kuvaajissa sivuttaissiirtymän nollakohta on aina vierintäsädeeron nollakohdassa, joka kuluneen kiskon tapauksessa ei ole täysin raiteen keskellä.

Kaarteessa pyöräkerta pyrkii siirtymään nimenomaan ulkokiskoa kohti. Siksi vierintäsäde-erokuvaajissa keskitytään tarkastelemaan kuvaajan vasenta puolta, joka näissä tapauksissa kertoo siirtymisestä ulkokiskon puolelle. Vierintäsäde-ero ja sivuttaissiirtymä ovat tällöin kuvaajissa negatiivisia. Kummastakin arvosta puhutaan kuitenkin itseisarvon kautta, sillä $-/+$ -merkki johtuu ainoastaan koordinaatiston valinnasta.

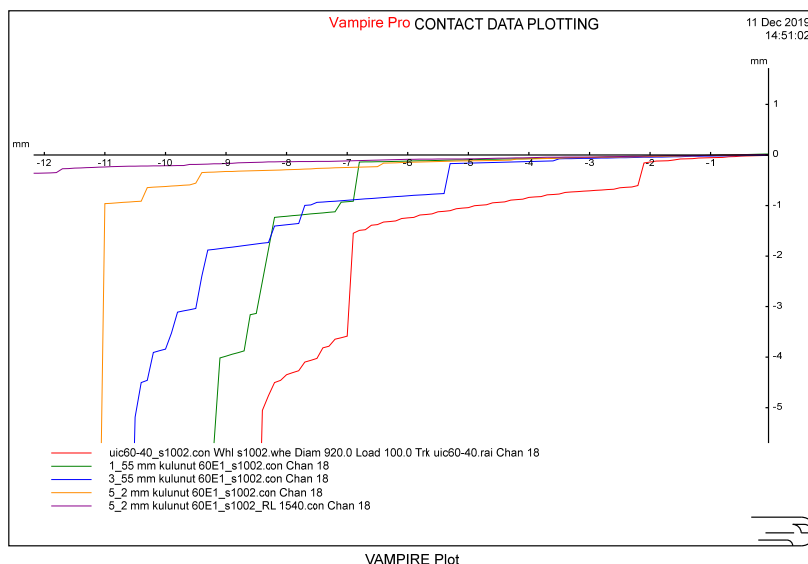
Ideaalit pyöräprofiilit

Kuvassa 5.7 on esitetty kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkerran vierintäsäde-eroon ideaalin s1002-pyöräprofiilin tapauksessa. Kiskoprofiileina on kuvan 5.1 mukaiset kiskoprofiilit ja lisäksi 5,2 mm kulunut kiskoprofiili raideleveydellä 1540, joka vastaa siis kiskossa 16 millimetrin sivukuluneisuutta.



Kuva 5.7 Kiskon sivukuluminen vaikutus pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on ideaali S1002. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

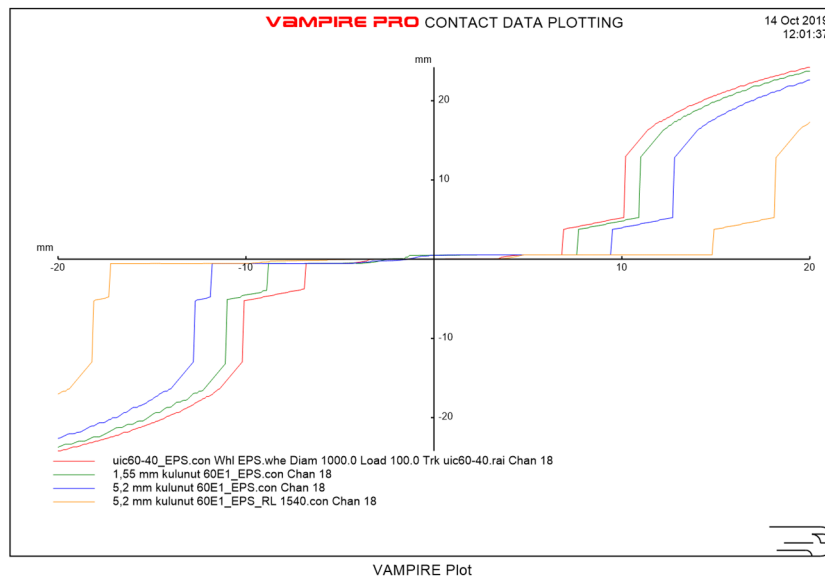
Kuvasta 5.7 nähdään, että kiskon sivukuluminen alentaa hieman pyöräkerran vierintäsäde-eroa, eli samalla myös tehollisen kartiokkuuden arvoa. Lisäksi vierintäsäde-eron merkittävä, laippakontaktista johtuva kasvu alkaa kiskon sivukuluminen myötä vasta suuremmalla pyöräkerran sivuttaissiirtymän arvolla. Kuvassa 5.8 on vielä lähikuva kuvasta 5.7 siten, että näkyvillä on siirtyminen ulkokiskon puolelle.



Kuva 5.8 Lähikuva kiskon sivukuluminen vaikutuksesta pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on ideaali S1002. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

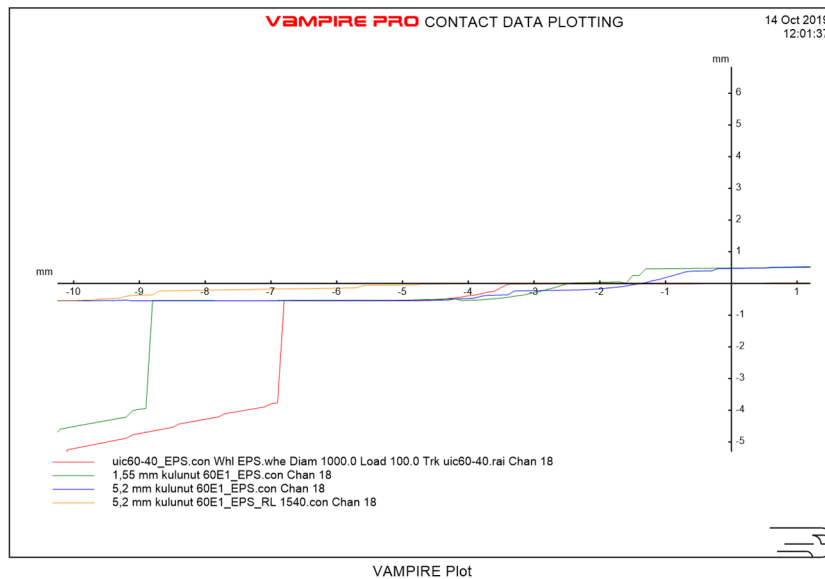
Kuvien 5.7 ja 5.8 perusteella kiskon sivukuluminen alentaa ideaalin s1002-pyöräprofiilin tapauksessa pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroa ja heikentää siten ohjautuvuutta. Lisäksi kuvasta 5.8 nähdään, että ideaalilla kiskoprofiililla (pun.) vierintäsäde-erokuvaajassa on pykälä noin 2 millimetrin sivuttaissiirtymän kohdalla, eli ohjautuvuus paranee, kun pyöräkerta on liikkunut 2 millimetriä sivuttaissuunnassa. Vasemmalle puolelle eli kuluneen kiskon suuntaan siirryttäessä pyörien välinen vierintäsäde-ero pienenee kiskojen kulumisen myötä. Tämä tarkoittaa sitä, että erityisesti kuluneen ulkokiskon puolella ohjautuvuutta ei juuri ole, jolloin pyörä voi mennä helposti laipalle. Kuvasta 5.8 voidaan lisäksi huomata, että suurillakin sivuttaissiirtymillä ohjautuvuus pysyy huonona ja ideaalilla pyöräprofiililla jo 2 millimetrin sivuttaissiirtymän tuottamaa ohjautuvuutta saadaan kuluneiden kiskoprofiilien tapauksessa vasta laippakontaktin tuntumasta.

Kun tarkastellaan vastaavasti ideaalia EPS-pyöräprofiilia, havaitaan kiskon sivukulumisella olevan selvästi pienempi vaikutus vierintäsäde-eroihin (kuva 5.9). EPS-pyöräprofiilin tapauksessa kiskon sivukuluminen vaikuttaa selvästi lähinnä siihen, millä sivuttaissiirtymällä laippakontakti syntyy.



Kuva 5.9 Kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on ideaali EPS. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).

Kuvassa 5.10 on esitetty vastaava tilanne lähikuvana. Vierintäsäde-erot ovat pienillä sivuttaissiirtymillä kiskon sivukulumisesta huolimatta lähes samat kuin ideaalilla kiskoprofiililla (pun.). Tämä tarkoittaa sitä, että kiskon sivukuluminen ei ole heikentänyt ohjautuvuutta.



Kuva 5.10 Lähikuva kiskon sivukuluminen vaikutuksesta pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on ideaali EPS. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).

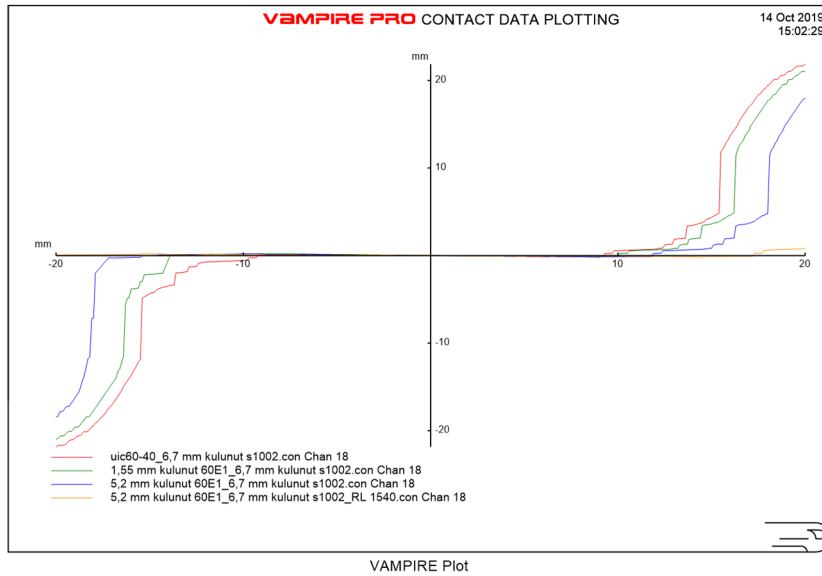
Ideaalille EPS-pyöräprofiilille kiskon sivukuluminen ei siis ole kovin merkittävä asia, kun taas ideaalilla s1002-profiililla kiskon sivukuluminen heikentää heti ohjautuvuutta. Tähän vaikuttaa toki sekin, minkä muotoisiksi kiskoprofiilit ovat kuluneet. Rataosalla, jossa kulkee lähinnä s1002-profiilin pyöriä, on oletettavaa, että kisko kuluu lopulta s1002-profiilin malliseksi, jolloin ohjautuvuus on juuri kyseisellä pyöräprofiililla heikkoa.

GOST-standardin mukaisella itäisen yhdysliikenteen ideaalilla pyörällä on hyvin suuri (1:10) kartiokkuus pyörän kulkupinnalla. Suuresta pyörän kartiokkuudesta johtuen kiskon sivukuluminen ei vaikuta ohjautuvuuteen oikeastaan lainkaan, sillä pyörän kartiokkuus on niin dominoiva.

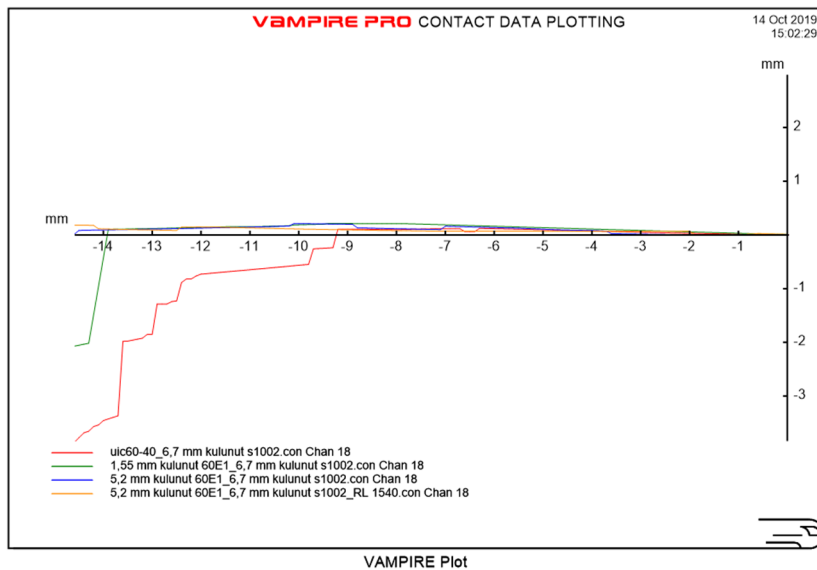
Ideaaleilla pyöräprofiileilla on siis keskenään hyvin erilaiset ohjautuvuudet, ja kiskon sivukuluminen vaikuttaa niihin eri tavoin. Todellisuudessa pyörän muoto saattaa kuitenkin poiketa hyvinkin paljon ideaalista, ja siksi vastaavat tarkastelut tehdään myös kuluneilla pyörillä.

Kuluneet pyöräprofiilit

Pyörän kuluminen vaikuttaa kaluston ohjautumiseen siinä missä kiskon kuluminenkin. Tarkastellaan seuraavaksi 6,7 mm kulunutta s1002-pyöräprofiilia ideaalia ja kuluneita 60E1-kiskoprofiileita vasten. Vierintäsäde-erokuvaajat on esitetty kuvassa 5.11 ja lähikuvana kuvassa 5.12.



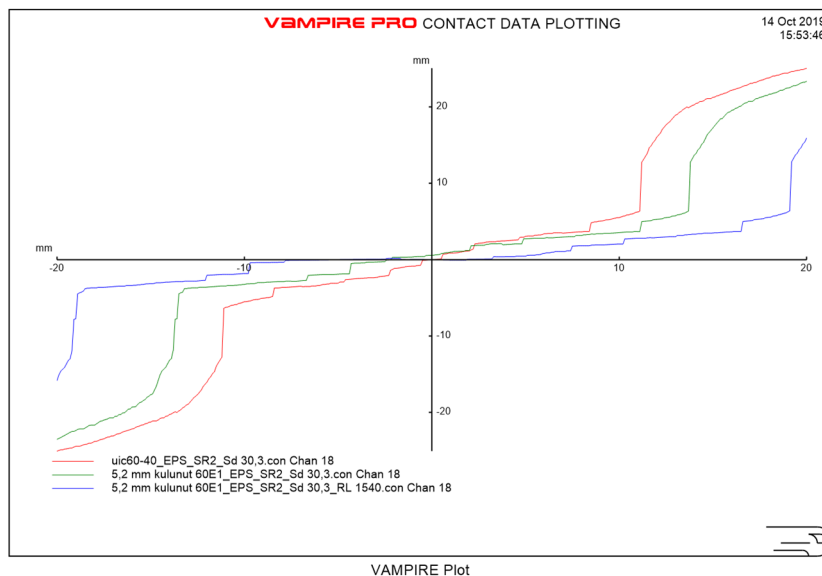
Kuva 5.11 Kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on 6,7 mm kulunut s1002-pyöräprofiili. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).



Kuva 5.12 Lähikuva kiskon sivukulumisen vaikutuksesta pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on 6,7 mm kulunut s1002-pyöräprofiili. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).

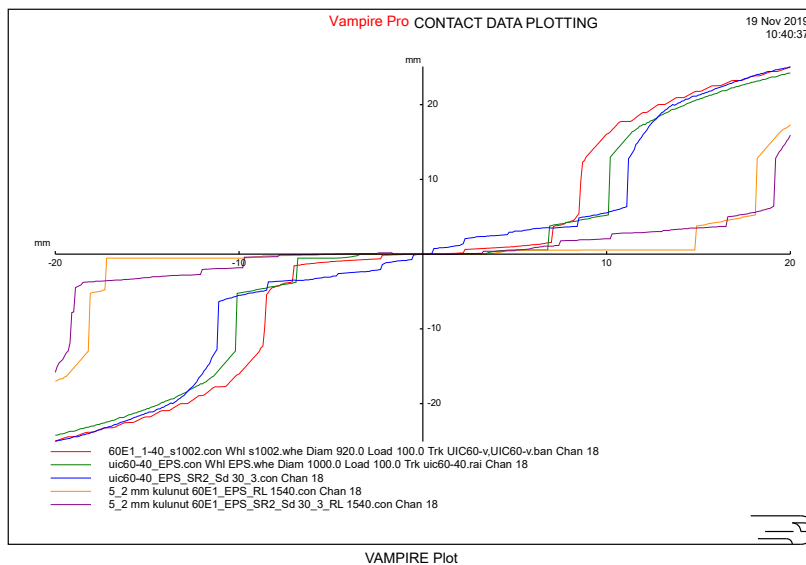
Kuvasta 5.12 huomataan, että 6,7 mm kuluneen s1002-pyörän ohjautuminen on ideaaliakin 60E1-kiskoa vasten heikkoa, ja tilanne muuttuu vain huonommaksi kiskon kulumisen myötä. Pahimmillaan vierintäsäde-erot siirtyvät jopa toiselle puolelle vaaka-akselia, jolloin tehollisen kartiokkuuden arvo on hieman negatiivinen ja ohjautuminen tapahtuu vähitellen väärään suuntaan, kohti laippaa. Kaiken kaikkiaan kuluneen s1002-pyörän tapauksessa vierintäsäde-erot ovat hyvin lähellä nollaa riippumatta siitä, onko kisko kulunut vai ei.

Kuvassa 5.13 on kulunut veturin EPS-pyöräprofiili, jota tarkasteltiin erilaisia kuluneita kiskoprofiileja vasten. Kuten kuvasta 5.13 huomataan, on kuvaajien kulmakerroin selvästi suurempi kuin normaalin EPS-pyöräprofiilin tapauksessa. Tämä tarkoittaa sitä, että ohjautuminen on tehokasta. Kiskon kulumisen myötä vierintäsäde-erot pienenevät, mutta pysyvät silti melko korkeina. Vasta 16 mm sivukulumisella ohjautuminen muuttuu heikoksi (kuvassa 5.13 sininen käyrä). Yleisesti ottaen kiskon sivukulumisen myötä ohjautuminen siis jonkin verran heikkenee, mutta pyöräkerta ohjautuu silti pääsääntöisesti hyvin.



Kuva 5.13 Kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkerran pyörien vierintäsädeeroon, kun pyöräprofiilina on veturin kulunut EPS-pyöräprofiili, jonka laipan paksuus on 30,3 mm. Kiskon sivukulumisen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 5,2 mm kulunut 60E1 (vihr.) ja 16 mm kulunut 60E1 (sin.).

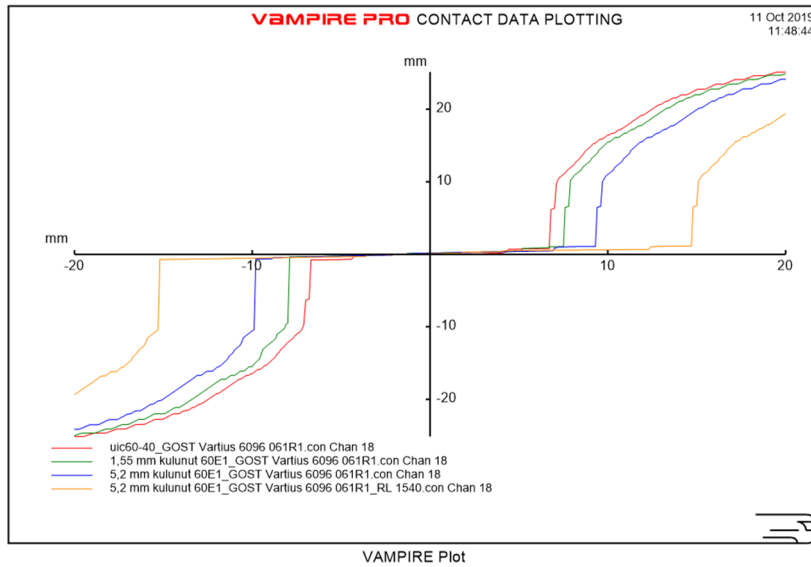
Tarkastellaan kulunutta veturin EPS-pyöräprofiilia ja normaalia ideaalia EPS-pyöräprofiilia vielä samassa kuvaajassa (kuva 5.14). Kuvassa 5.14 on ideaalin EPS-pyöräprofiilin lisäksi kulunut veturin EPS-pyöräprofiili, jonka laipan paksuus Sd on 30,3 mm. Molempia on tarkasteltu ideaalia 60E1-kiskoa ja 5,2 mm kulunutta, raideleveydellä 1540 mm olevaa kiskoa vasten, joka vastaa siis 16 mm sivukulunutta kiskoa. Kuvaan 5.14 on lisäksi vertailun vuoksi otettu mukaan ideaali s1002-pyöräprofiili ideaalia 60E1-kiskoa vasten.



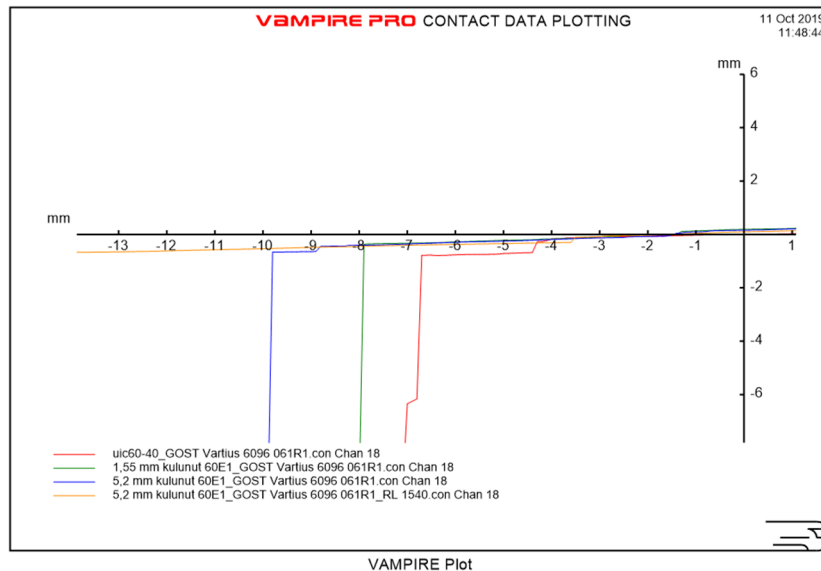
Kuva 5.14 Kiskon kulumisen vaikutus pyöräkerran vierintäsäde-eroon ideaalilla EPS-pyöräprofiililla ja veturin Sd 30,3 mm EPS-pyöräprofiililla. Kuvaajina ideaali EPS-profiili ideaalia 60E1-kiskoa vasten (vihr.) ja 16 mm kulunutta 60E1-kiskoa vasten (kelt.) sekä kulunut EPS-profiili Sd 30,3 ideaalia 60E1-kiskoa vasten (sin.) ja 16 mm kulunutta 60E1-kiskoa vasten (viol.). Lisäksi kuvaajana vertailun vuoksi ideaali s1002-profiili ideaalia 60E1-kiskoa vasten (pun.).

Kuvasta 5.14 huomataan, että selvästi tehokkain ohjautuminen on kuluneella veturin EPS-pyöräprofiililla ideaalia 60E1-kiskoa vasten (sin.). Ohjautuminen muuttuu lähes tehottomaksi kiskon merkittävän (16 mm) kulumisen myötä (viol.). Ideaalilla EPS-pyöräprofiililla (vihr.) ohjautuvuus ei ole alkuun kovin tehokasta ja kiskon kulumisen myötä ohjautuvuus vielä hieman heikkenee (kelt.). Kuvasta 5.14 nähdään myös, että ideaalilla s1002-pyöräprofiililla (pun.) ohjautuminen on jatkuvasti hieman parempaa kuin ideaalilla EPS-pyöräprofiililla (vihr.). Aiemmin kuvista 5.8 ja 5.10 kuitenkin huomattiin, että kiskon kuluminen heikentää ohjautuvuutta enemmän s1002-pyöräprofiililla kuin EPS-pyöräprofiililla. **Ideaalia 60E1-kiskoa vasten ideaali s1002-pyöräprofiili toimii siis paremmin kuin EPS-pyöräprofiili, mutta kiskon kulumisen myötä EPS-pyöräprofiili muuttuukin s1002-pyöräprofiilia paremmaksi.**

GOST-standardin mukaisissa itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiileissa on huomattava ero ideaalin pyöräprofiilin ja todellisuudessa radalla kulkevien pyörien välillä. Kuten kuvasta 5.2 huomataan, Vartiuksessa mitatuissa pyöräprofiileissa voi olla todella leveä laippa (6096) tai hyvin kulunut, kapea laippa (5982). Siksi myös vierintäsäde-erokuvaajat ovat oletettavasti melko erilaisia. Kuvassa 5.15 on esitetty leveälaippaisen 6096-pyöräprofiilin vierintäsäde-erokuvaajat erilaisia kuluneita kiskoja vasten. Kuvassa 5.16 on vielä lähikuva vierintäsäde-erokuvaajista.



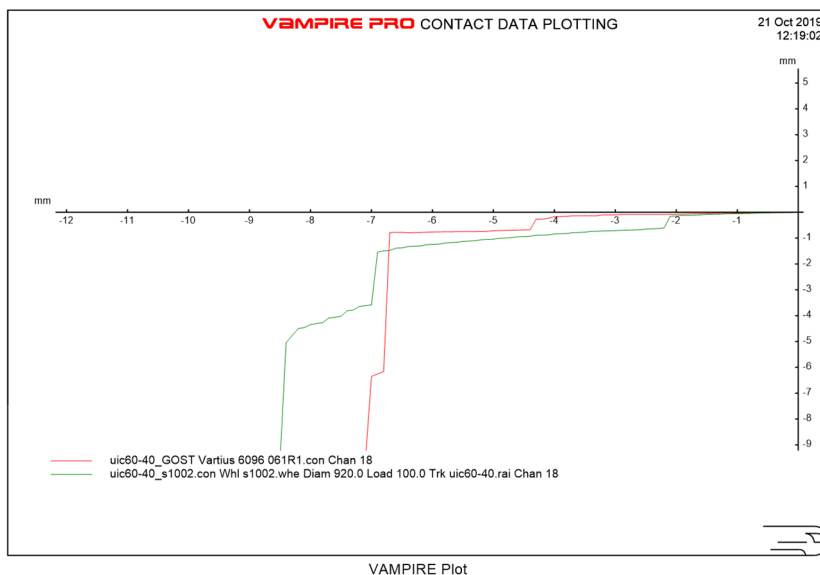
Kuva 5.15 Kiskon sivukulumisen vaikutus pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen pyöräkerta 6096. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).



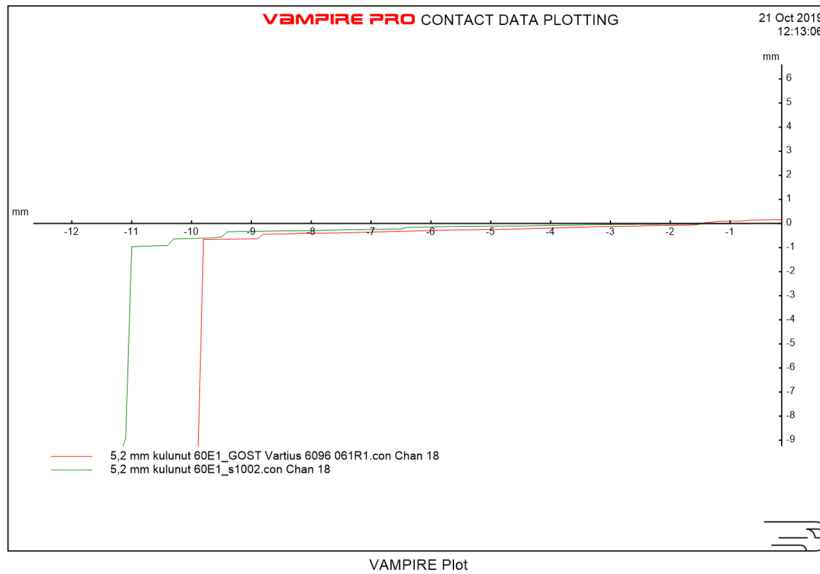
Kuva 5.16 Lähikuva kiskon sivukulumisen vaikutuksesta pyöräkerran pyörien vierintäsäde-eroon, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen pyöräkerta 6096. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 5,2 mm kulunut 60E1 (sin.) ja 16 mm kulunut 60E1 (kelt.).

Kuvista 5.16 ja 5.17 havaitaan, että itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiilin tapauksessa pyöräkerran ohjautuminen on kesinkertaista jo ideaalilla 60E1-kiskolla. Kiskojen sivukuluminen ei kuitenkaan heikennä ohjautuvuutta, vaan vierintäsäde-erot pysyvät melko samanlaisina myös kuluneiden kiskojen tapauksessa. Laippakosketuksen aiheuttama tehokas ohjautuvuus ilmenee kuluneiden kiskojen tapauksessa vasta suuremmalla sivuttaissiirtymällä, sillä pyöräkerralla on enemmän varaa liikkua sivuttaissuunnassa. Ennen laippakosketusta kiskon sivukuluminen ei kuitenkaan juuri vaikuta ohjautuvuuteen.

Kun verrataan ideaalia S1002-profiilia ja kuvaajien 5.15 ja 5.16 Vartiuksessa mitattua itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiilia, ideaalia 60E1-kiskoa vasten S1002-profiililla on ennen laippakosketuksia parempi ohjautuvuus (kuva 5.17). Tämä kuitenkin muuttuu kiskon kuluessa ja 5,2 mm kulunutta 60E1-kiskoa vasten kyseisellä itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiililla onkin jo jopa hieman parempi ohjautuvuus kuin ideaalilla S1002-profiililla (kuva 5.18). Ilmiö johtunee osittain siitä, että 5,2 mm kulunut kisko on otettu sellaiselta rataosalta, jolla ei liiku itäisen yhdysliikenteen kalustoa, eikä kisko ole siten kulunut lainkaan itäisessä yhdysliikenteessä käytettävän pyörän muotoiseksi. Siksi kiskon kuluminen vaikuttaa S1002-profiililla ohjautuvuuteen enemmän.

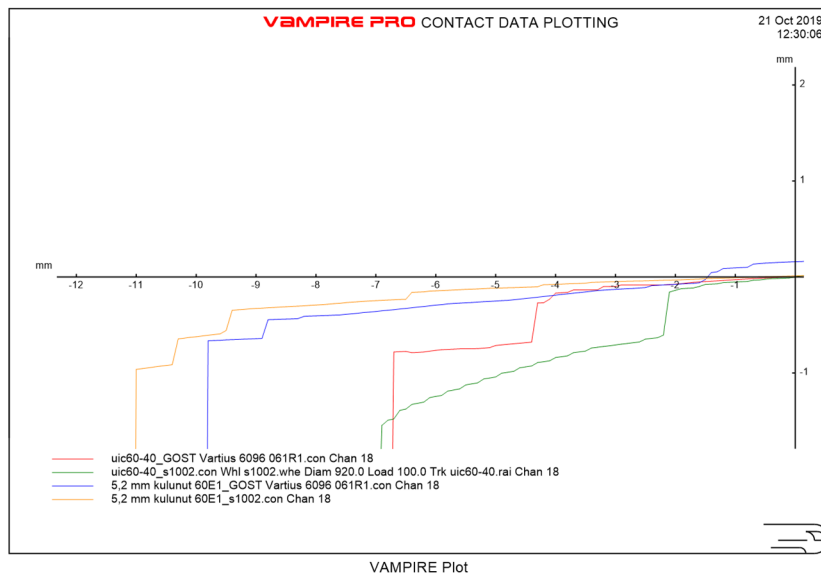


Kuva 5.17 Pyöräkerran pyörien välinen vierintäsäde-ero ideaalilla 60E1-kiskolla, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen 6096 pyöräprofiili (pun.) ja s1002-pyöräprofiili (vihr.).



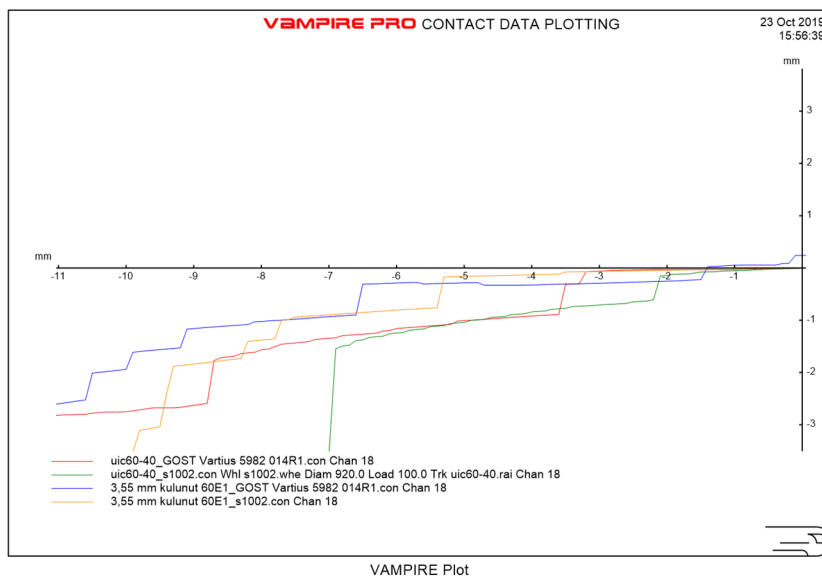
Kuva 5.18 Pyöräkerran pyörien välinen vierintäsäde-ero 5,2 mm kuluneella 60E1-kiskolla, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen 6096 pyöräprofiili (pun.) ja s1002-pyöräprofiili (vihr.).

Kuvassa 5.19 on esitetty vielä kuvien 5.17 ja 5.18 kuvaajat yhdessä.



Kuva 5.19 Pyöräkerran pyörien välinen vierintäsäde-ero ideaalilla ja 5,2 mm kuluneella 60E1-kiskolla, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen 6096 pyöräprofiili (pun. & sin.) ja s1002-pyöräprofiili (vihr. & kelt).

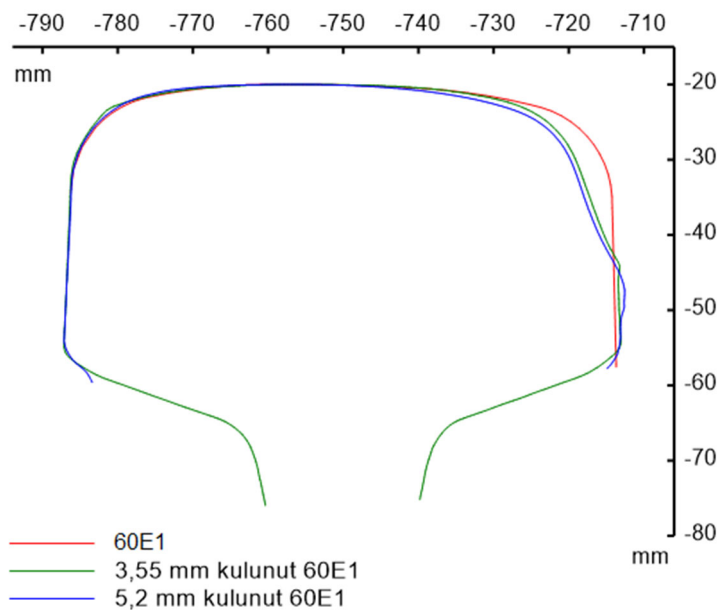
Sama ilmiö, tosin lievempänä, toistuu myös silloin, kun kiskona käytetään 3,55 mm sivukulunutta 60E1-kiskoprofiilia ja toisaalta Vartiuksessa toisesta junasta (5982) mitattua itäisen yhdysliikenteen pyöräprofiilia (kuva 5.20). Ohjautuminen 3,55 mm kulunut kiskoa vasten on alle 5 millimetrin sivuttaissiirtymillä parempaa itäisen yhdysliikenteen kuluneella pyöräprofiililla kuin ideaalilla S1002-profiililla. Ideaalia 60E1-kiskoa vasten ohjautuminen on kuitenkin jälleen selvästi parempaa ideaalilla S1002-profiililla. 3,55 mm kulunut kiskoprofiili on otettu sellaiselta rataosuudelta, jossa kulkee merkittävästi itäisen yhdysliikenteen kalustoa, joten kiskoa ovat voineet kuluttaa sekä suomalaiset että itäisen yhdysliikenteen pyörät.



Kuva 5.20 Pyöräkerran pyörien välinen vierintäsäde-ero ideaalilla ja 3,55 mm kuluneella 60E1-kiskolla, kun pyöräprofiilina on Vartiuksessa mitattu itäisen yhdysliikenteen 5982 pyöräprofiili (pun. & sin.) ja s1002-pyöräprofiili (vihr. & kelt).

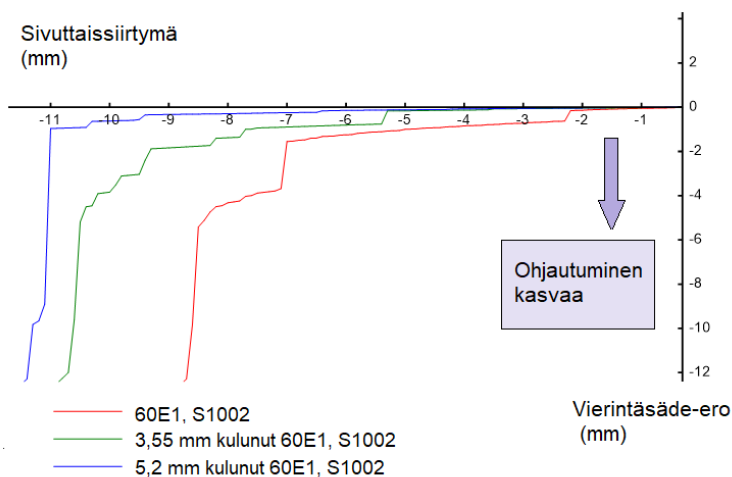
Mikäli verrataan Vartiuksessa mitattujen pyöräprofiilien kontaktidatoja pyörien välisellä etäisyydellä AR=1440 mm (normaali laipan sisäpintojen etäisyys itäisen yhdysliikenteen kalustolla) sekä AR=1437 mm (alarajalla oleva laipan sisäpintojen etäisyys), havaitaan ohjautumisen heikkenevän laippavälin kaventuessa. Näin tapahtuu molemmilla Vartiuksen pyöräprofiileilla, 5982 ja 6096.

Vierintäsäde-erokuvaajien tarkastelussa havaittiin myös, että kiskon kulumismuodolla on hyvin suuri merkitys kaluston ohjautuvuuteen. Esimerkkinä tästä on kuvan 5.21 kiskoprofiilit, 3,55 mm ja 5,2 mm sivukuluneet 60E1-kiskot, jotka on otettu eri rataosilta.



Kuva 5.21 Ideaali 60E1-kiskoprofiili (pun.) sekä 3,55 mm sivukulunut (vihr.) ja 5,2 mm sivukulunut (sin.) 60E1-kiskoprofiili. Kulumismuoto on 3,55 mm kuluneessa ja 5,2 mm kuluneessa kiskossa hyvin samanlainen, mutta 5,2 mm kulunut kiskoprofiili on kulunut suhteessa enemmän päältä kuin 3,55 mm kulunut kisko.

Sivukulumisen määrä ei poikkea kuvan 5.21 kiskoissa kovin paljon toisistaan, mutta pyöräkertojen vierintäsäde-eroja tarkasteltaessa huomataan, että 5,2 mm sivukulunut kisko heikentää kaluston ohjautuvuutta merkittävästi enemmän kuin 3,55 mm sivukulunut kisko (kuva 5.22).



Kuva 5.22 Pyöräkerran vierintäsäde-erokuvaajat ideaalille 60E1-kiskolle sekä 3,55 mm ja 5,2 mm sivukuluneelle 60E1-kiskolle. Laippakontakti tapahtuu kuvaajien pystysuoralla osuudella.

5,2 mm sivukuluneen kiskon aiheuttama heikko ohjautuvuus johtuu siitä, että kisko on kulunut hieman myös päältä, jolloin kiskosta on tullut lähes S1002-pyörän muotoinen. Kiskon ja pyörän ollessa saman muotoiset, ohjautuminen on heikkoa ja pyörä ajautuu helposti laipalle. Kiskon sivukuluminen ei siis ole paras

mahdollinen parametri kaluston ohjautuvuuden vaikutusta tarkastellessa, vaan kiskon kulumismuoto olisi syytä ottaa myös huomioon. Kiskon pystykuluminen mitataan keskeltä kiskoa, joten pystykulumisen määrä on kuvan 5.21 esimerkkitapauksissa nolla. Kaluston ohjautuvuuden muutosta ei siis pystytä tarkastelemaan pystykulumisen kautta. Siksi kiskon kulumisen vaikutusta kaluston ohjautumiseen ei voida arvioida myöskään vertailukuluneisuus-parametrin avulla.

5.1.2 Simuloinneissa käytettävät pyörä- ja kiskoprofiilit

Vierintäsäde-erokuvaajia tehtiin lukuisia, ja niiden perusteella päätettiin, mitä profiiliyhdistelmiä simuloinneissa käytetään. Valinnoissa huomioitiin myös se, että simuloinnit oli tarkoitus tehdä kahdella eri kalustomallilla, itäisen yhdysliikenteen Vok-tavaravaunulla ja kaksikerroksisella IC-matkustajavaunulla, Ed-vaunulla. Siksi simulointeihin valittiin näissä kalustoissa todellisuudessa esiintyviä pyöräprofiileita. Profiilit pyrittiin valitsemaan siten, että simuloinneista saataisiin mahdollisimman kattavia ja monipuolisia. Siksi mukaan otettiin sekä tehokkaasti ohjautuvia profiilipareja että heikosti ohjautuvia profiilipareja. Mukaan otettiin myös yksi veturin pyöräprofiili, jotta Ed-vaunun simuloinneissa käytettäviin profiileihin saatiin suurempi vaihteluväli. Kaikkia taulukossa 5.1 aiemmin esitettyjä profiilipareja ei siis käytetty simuloinneissa. Vierintäsäde-erokuvaajien perusteella simulointeihin valitut profiiliyhdistelmät on esitetty taulukossa 5.2. Simuloinneista jätettiin pois sellaiset profiiliparit, jotka olivat hyvin vahvasti saman muotoisia keskenään, sillä simulointitulokset olisivat tällaisissa tapauksissa epätarkkoja.

Taulukko 5.2 Simuloinneissa käytetyt pyörä- ja kiskoprofiiliyhdistelmät.

Pyörä-profiili \ Kisko-profiili	Ideaali 60E1	1,55 mm kulunut 60E1	3,55 mm kulunut 60E1	5,2 mm kulunut 60E1	16 mm kulunut 60E1
Ideaali s1002	✓	✓	✓	✓	✓
6,7 mm kulunut s1002	✓	✓	(✓)	✓	✓
Ideaali EPS	✓	✓	(✓)	✓	✓
Veturin pyöräprofiili (Sd=30,3 mm)	✓	(✓)	(✓)	✓	✓
GOST 6069	✓	✓	✓	✓	✓
GOST 6069 Ar 1437	✓	✓	✓	✓	✓
GOST 5982	✓	✓	✓	✓	✓
GOST 5982 Ar 1437	✓	✓	✓	✓	✓

Muutamissa simulointeihin otetuissa profiilipareissa oli pieniä pyöräkerran sivuttaissiirtymän jaksoja, joissa profiilit olivat niin yhdenmuotoisia, että laskenta ei kaikilta osin toiminut. Jaksot olivat kuitenkin niin lyhyitä, että näissä kohdissa tulokset pystyttiin linearisoimaan hankalan kohdan yli, ja tuloksia pystyttiin kuitenkin käyttämään simuloinneissa. Nämä profiiliparit on merkitty taulukossa 5.2 (✓)-merkinnällä.

5.2 Simulointitulokset

Simulointiajoja tehtiin lukuisilla erilaisilla ratageometrioilla ja ajonopeuksilla. Simuloinneissa huomioitiin erilaiset raiteen epätasaisuudet, pyöräkerran ja radan väliset kohtauskulmat (syntyvät esimerkiksi telin vinoutumisen takia) sekä ulkopuoliset kuormitukset, kuten tuulikuormitus. Ratageometrioista mukana on S-kaarre, jossa kaarresäde on pieni, sekä pitkä loiva kaarre. Vaihtelemalla näiden tiukan ja loivan kaarteiden kallistuksia ja ajonopeuksia saatiin tuloksiin hyvin mukaan myös kallistuksen vajauksen vaikutus suistumisriskiin. Oleelliset simulointiajot on esitetty taulukossa 5.3. Simulointiajot on jaettu taulukossa osioihin sen mukaan, minkälaisista ratageometriaa ajossa on käytetty.

Ratageometriassa on mukana aina suoraa rataa sekä ennen kaarretta että kaarteiden jälkeen. S-kaarteiden simuloinneissa havaittiin nopeasti, että kaksi peräkkäistä eri suuntiin kaartavaa kaarretta ei tuo esiin uusia kriittisiä ilmiöitä verrattuna vain yhteen tiukkaan kaarteeseen, joten tuloksissa on käytetty vain S-kaarteiden ensimmäisen kaarteiden tuloksia.

Taulukko 5.3 Projektissa tehtyt simulointiajot. Taulukossa on merkitty punaisella ne kaarregeometrian ja nopeuden yhdistelmät, joissa kallistuksen vajeus ylittää raja-arvon.

Simulointiajo		V=70 km/h	V=80 km/h	V=100 km/h	V=140 km/h	V=160 km/h	V=180 km/h	V=200 km/h
S-kaarre R=1195 m D=110mm Kohtaus- kulma 0 mrad / 10 mrad / 50 mrad	Vok	Liika- kallis- tus 59 mm	Liika- kallis- tus 43 mm	Liika- kallis- tus 5 mm	-	-	-	-
	Ed	-	-	-	Kallis- tuksen vajeus l=95 mm	Kallis- tuksen vajeus l=158 mm	-	-
Pitkä loiva kaarre R = 2377 m D = 76 mm Kohtaus- kulma 0 mrad/ 10 mrad	Vok	Liika- kallis- tus 50 mm	Liika- kallis- tus 42 mm	Liika- kallis- tus 23 mm	-	-	-	-
	Ed	-	-	-	-	Kallis- tuksen vajeus l= 59 mm	Kallis- tuksen vajeus l= 94 mm	Kallis- tuksen vajeus l= 134 mm
Pitkä loiva kaarre R = 2377 m D = 45 mm	Ed	-	-	-	-	Kallis- tuksen vajeus l= 90 mm	Kallis- tuksen vajeus l= 125 mm	Kallis- tuksen vajeus l= 165 mm

Raiteen kallistus saa olla korkeintaan 150 mm (lupa-arvo 180 mm), mutta jos juna voi joutua pysähtymään kaarrealueelle, käytetään enintään 120 mm kallistusta (RATO 2 Radan geometria, 2010). Kallistus saisi siis olla suurempikin kuin simuloinneissa käytetyt. Kallistuksen vajauksen raja-arvona D- ja C2-päälysrakenneluokkien raiteilla matkustajaliikenteessä on 130 mm (RATO 2 Radan geometria, 2010). Ed-vaunulle tehdyissä simuloinneissa tarkastellaan myös yli tämän raja-arvon meneviä kallistuksen vajauksen arvoja. Kallistuksen vajauksen suositeltava minimiarvo on -73 mm, eli liikakallistusta on hyvä olla korkeintaan 73 mm. Vak-vaunulla tehdyissä simuloinneissa liikakallistuksen raja-arvo ei ylity.

Kallistuksen vajauksella saattaa olla merkittävä vaikutus kiskon sivukulumisen aiheuttamaan suistumisriskiin, sillä kallistuksen vajauksen tapauksessa kallistusta on nopeuteen nähden liian vähän ja kalustoon kohdistuu keskipakoisvoiman johdosta poikittaiskiihtyvyys ulkokaarteeseen suuntaan. Kalusto pyrkii siis ulkokaarteeseen suuntaan, mikä aiheuttaa ulkokiskoon kohdistuvien poikittaisvoimien kasvua ja ulkokiskon sivukulumista. Siksi simuloinneissa on syytä tarkastella juuri kallistuksen vajauksen vaikutusta suistumisriskiin.

Tuloksena simuloinneista saadaan suistumisriskistä kertovat Y/Q -arvot, joista kerrottiin aiemmin luvussa 3.2. Matkustusmukavuutta tarkastellaan poikittaiskiihtyvyyksien avulla. Lisäksi simulointituloksista haluttiin selvittää kulumisesta kertovat T_y -arvot, joiden perusteella voidaan arvioida, kasvattaako kiskon kulumisen kiskon kulumisnopeutta. Tämä tarkoittaisi siis sitä, että kiskon kulumisen olisi kiihtyvä ilmiö, eli kiskon kulumisen myötä kulumisen nopeutuisi.

Simuloinneissa otettiin mukaan myös muita tuloksia sen mukaan, mitkä koettiin tarpeellisiksi ilmiöiden selventämiseksi. Esimerkiksi pyöräkerran sivuttaissiirtymien avulla nähdään hyvin, kuinka paljon pyöräkerta käy laipalla ja pyöräkerran kohtauskulma raiteeseen nähden kertoo, kuinka paljon pyöräkerta kiertyy. Toisaalta liukuvoimien avulla voidaan tarkastella kulumiseen vaikuttavia asioita tarkemmin. Y/Q -suhde kertoo suistumisriskistä, mutta tarkastelemalla Y - ja Q -voimia erikseen voidaan selkiyttää, johtuuko suuri Y/Q -suhde enemmän pienentyneestä pyörävoimasta (Q) vai suurentuneesta poikittaisvoimasta (Y).

5.2.1 Suistumisriskistä kertovat Y/Q -arvot

Suistumisriskistä kertovan Y/Q -arvon rajana voidaan pitää arvoa 0,8. Jos Y/Q -suhde on alle 0,8, mitään riskiä suistumiselle ei ole. Jos sen sijaan suhde kasvaa yli arvon 0,8, on jo syytä tarkastella, kuinka pitkään arvo pysyy korkealla. Tähän tarkoitukseen voidaan käyttää joko aikaan tai matkaan perustuvaa arviointia, esimerkiksi 50 millisekunnin sääntöä. Mikäli pyöräkerran kohtauskulma on suistumiselle otollinen ja lisäksi Y/Q -suhteen arvo ylittää raja-arvon ja arvo pysyy korkealla pitkään, suistumisriski on jo hyvinkin realistinen.

Tarkastellaan aluksi taulukon 5.3 mukaisista simuloinneista saatuja tuloksia Y/Q -arvojen suhteen. Kiskon sivukulumisen vaikutusta suistumisriskiin on tarkasteltu Y/Q -suhteen keskimääräisen arvon ja maksimi-arvon avulla seuraavissa taulukoissa 5.4-5.7. Maksimi-arvo kertoo heti, onko tilanteessa minkäänlaista suistumisriskiä. Keskiarvo taas kuvaa sitä, millä tasolla arvot keskimäärin ovat, eli onko Y/Q -suhde koko ajan korkealla vai pikemminkin lähellä nollaa. Arvot on laskettu aina ensimmäisen siirtymäkaaren alkukohdasta toisen siirtymäkaaren päättymiskohtaan, eli koko kaarteeseen matkalta. Taulukossa 5.4 on esitetty Y/Q -arvoja erilaisilla pyörä- ja kiskoprofiileilla S-kaarteeseen ensimmäisen kaarteeseen osalta Vok-vaunulle. Pyöräprofiileina mukana ovat kaksi Vartiuksessa mitattua todellista pyöräprofiilia (5982 ja 6096), jotka ovat hyvin erilaiset keskenään. Pyöräprofiilit esitettiin aiemmin kuvassa 5.2. Taulukon 5.4 tulokset saatiin nopeudella 80 km/h, vaikka täyteen lastatulla Vok-tavaravaunulla maksiminopeus on 70 km/h. Simuloinneissa kuitenkin havaittiin, että Y/Q -arvot kasvavat nopeuden kasvun myötä, ja siksi tulokset taulukoitiin sekä täyteen lastatulla että taa-
rapainoisella kalustolla nopeudella 80 km/h.

Taulukko 5.4 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimi-arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Täyteen lastatulla Vok-tavaravaunulla nopeutena on 80 km/h. Suurin Y/Q-arvo on merkitty punaisella.

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keski-arvo	Y/Q maksimi-arvo
5982	Ideaali 60E1	0,049	0,265
	1,55 mm kulunut 60E1	0,045	0,235
	3,55 mm kulunut 60E1	0,042	0,232
	5,2 mm kulunut 60E1	0,043	0,243
	16 mm kulunut 60E1	0,042	0,261
6096	Ideaali 60E1	0,102	0,319
	1,55 mm kulunut 60E1	0,142	0,347
	3,55 mm kulunut 60E1	0,1	0,315
	5,2 mm kulunut 60E1	0,111	0,315
	16 mm kulunut 60E1	0,094	0,316

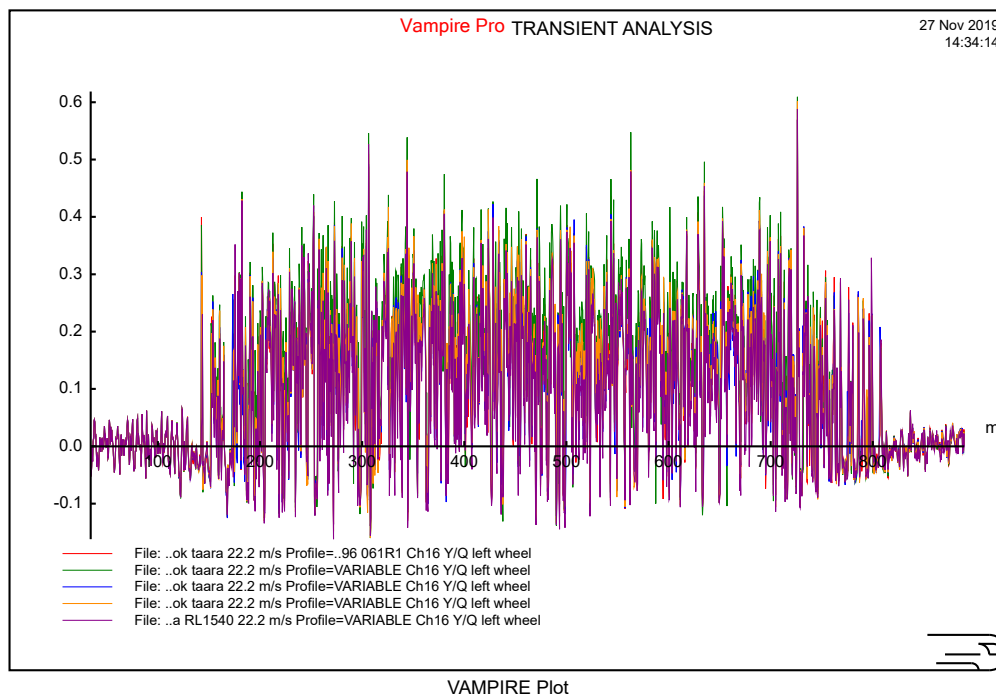
Taulukossa 5.4 suurin Y/Q-suhteen arvo on merkitty punaisella. Arvo 0,347 jää selvästi alle kriittisen rajan 0,8, joten suistumisriskiä ei ole millään kuluneista kiskoista. Suurin Y/Q-arvo ilmeni vain 1,55 mm kuluneella 60E1-kiskolla, eikä kiskon sivukuluminen tässä tapauksessa kasvata suistumisriskiä kummallakaan pyöräprofiililla.

Vastaavat arvot otettiin kriittisemmälle leveälaippaiselle pyörälle 6096 myös taarapainoisesta Vok-vaunusta, sillä ilman kuormaa vaunun pyörävoima kevenee ja Y/Q-suhde saattaa siten merkittävästikin kasvaa. Arvot on esitetty taulukossa 5.5, josta huomataan, kuorman keventyminen lisää Y/Q-suhteen maksimi-arvoa merkittävästi lähes kaikilla kiskon kulumistasoilla. Suistumisriski on siis selvästi suurempi tyhjällä kuin kuormatulla vaunulla. Keskiarvot sen sijaan pysyvät suunnilleen ennallaan. Y/Q-suhteen maksimi-arvo 0,609 jää edelleen suistumiskriteerin alle, eli suistumisriskiä ei ole. Tässäkään tapauksessa kiskon sivukuluminen ei vaikuta lisäävän suistumisriskiä lainkaan.

Taulukko 5.5 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimi-arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Taarapainoisella Vok-tavaravaunulla nopeutena on 80 km/h. Suurin Y/Q-arvo on merkitty punaisella.

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keski-arvo	Y/Q maksimi-arvo
6096	Ideaali 60E1	0,117	0,57
	1,55 mm kulunut 60E1	0,143	0,609
	3,55 mm kulunut 60E1	0,098	0,123
	5,2 mm kulunut 60E1	0,118	0,602
	16 mm kulunut 60E1	0,097	0,588

Kuvassa 5.23 on vielä esitetty Y/Q-suhteen kuvaajat erilaisilla kuluneilla kisko-profiileilla taarapainoiselle Vok-vaunulle pyöräprofiililla 6096 kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Tämä todettiin kriittisimmäksi tapaukseksi Vok-vaunun osalta. Nopeutena on 80 km/h.



Kuva 5.23 Y/Q-suhteen arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Vok-vaunulla nopeutena on 80 km/h ja pyöräprofiilina 6096. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Kuvasta 5.23 voidaan havaita, että taarapainoisellakin Vok-vaunulla Y/Q-suhteen arvo on maksimissaan hieman päälle 0,6. Hyvin lähelle maksimiarvoa päästään kaikilla kiskoprofiileilla lukuun ottamatta 3,55 mm kulunutta 60E1-kiskoa. Kiskoprofiilin kuluminen ei siis juurikaan vaikuta Y/Q-suhteeseen, vaan korkea arvo ilmenee yhtä lailla ideaalilla ja eniten kuluneilla 60E1-kiskoilla.

Y/Q-arvot on taulukoitu pyöräprofiilille 5982 myös selvästi loivemmassa kaarteessa, jossa kaarresäde on $R=2377$ m (taulukko 5.6). Arvot jäävät selvästi pienemmiksi kuin kaarteessa, jonka kaarresäde on $R=1195$ m. Pyöräprofiilille 6096 näitä arvoja ei tarkasteltu, sillä loivempi kaarre ei vaikuta olevan Vok-vaunulle suistumisriskin kannalta lainkaan kriittinen.

Taulukko 5.6 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimi-arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Täyteen lastatulla tavaravaunulla nopeutena on 80 km/h.

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keski-arvo	Y/Q maksimi-arvo
5982	Ideaali 60E1	0,005	0,173
	1,55 mm kulunut 60E1	0,007	0,211
	3,55 mm kulunut 60E1	0,019	0,232
	5,2 mm kulunut 60E1	-0,001	0,263
	16 mm kulunut 60E1	-0,002	0,219

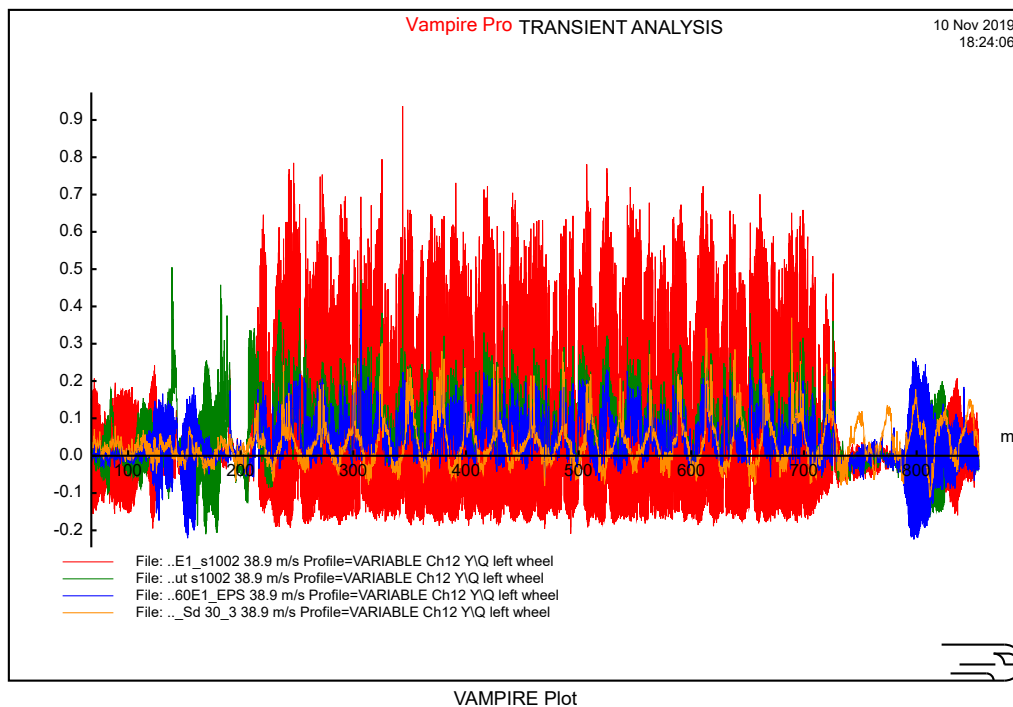
Taulukon 5.6 perusteella kiskon sivukuluminen ei lisää suistumisriskiä loivankaan kaarten tapauksessa, sillä Y/Q-suhteen maksimi-arvot pysyvät kiskon sivukulumisesta huolimatta suunnilleen samalla tasolla.

Vastaavat tarkastelut, mutta suuremmalla nopeudella, tehtiin myös Ed-vauunulle. Aluksi tarkasteltiin tiukkaa kaarretta, jossa $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Maksiminopeutena tässä kaarteessa on 140 km/h, joten tulokset on saatu kyseisellä nopeudella. Tulokset on esitetty aiemmin valituille neljälle eri pyöräprofiilille (kuva 5.3) taulukossa 5.7.

Taulukko 5.7 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimi-arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 140 km/h. Y/Q-raja-arvon ylitykset on merkitty punaisella.

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keskiarvo	Y/Q maksimi-arvo
Ideaali S1002	Ideaali 60E1	0,034	0,184
	1,55 mm kulunut 60E1	0,051	0,262
	3,55 mm kulunut 60E1	0,036	0,218
	5,2 mm kulunut 60E1	0,092	0,937
	16 mm kulunut 60E1	0,083	0,86
6,7 mm kulunut S1002	Ideaali 60E1	0,04	0,243
	1,55 mm kulunut 60E1	0,046	0,25
	3,55 mm kulunut 60E1	0,04	0,255
	5,2 mm kulunut 60E1	0,079	0,505
	16 mm kulunut 60E1	0,077	0,497
EPS	Ideaali 60E1	0,056	0,187
	1,55 mm kulunut 60E1	0,048	0,185
	3,55 mm kulunut 60E1	0,039	0,192
	5,2 mm kulunut 60E1	0,045	0,392
	16 mm kulunut 60E1	0,05	0,428
EPS, Sr2	Ideaali 60E1	0,031	0,115
	1,55 mm kulunut 60E1	0,021	0,074
	3,55 mm kulunut 60E1	0,027	0,219
	5,2 mm kulunut 60E1	0,033	0,369
	16 mm kulunut 60E1	0,024	0,46

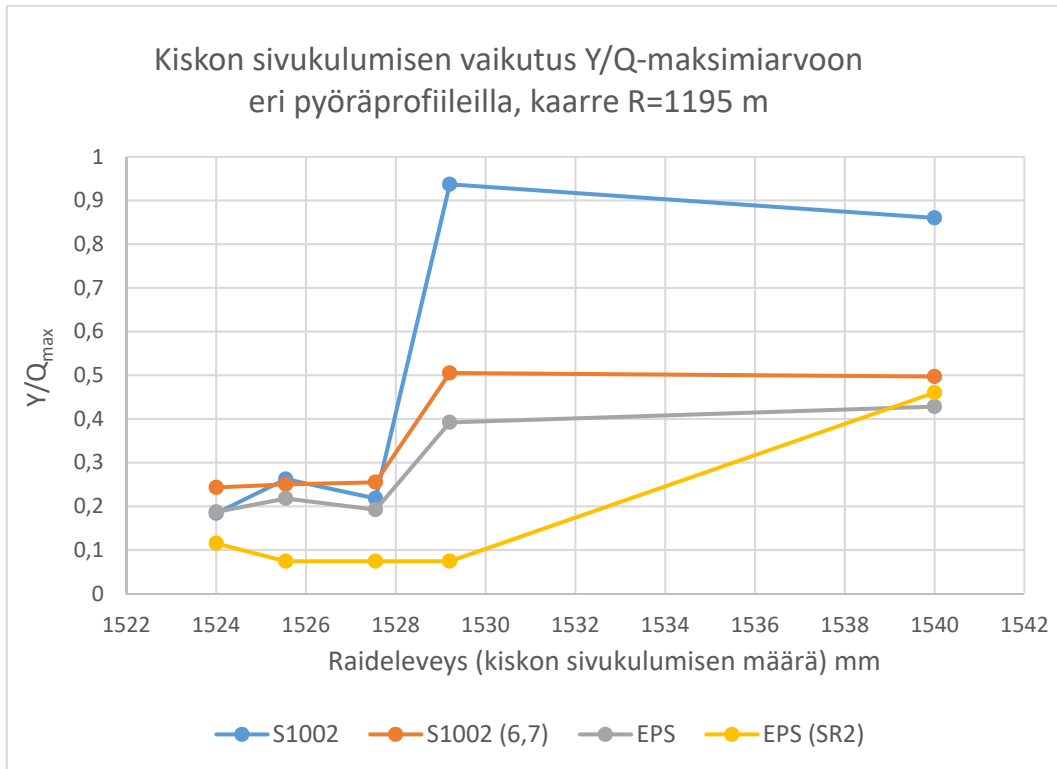
Taulukon 5.7 perusteella Y/Q-arvo ylittää raja-arvon 0,8 kahdessa tapauksessa. Ideaali S1002-pyöräprofiili käyttäytyy kuluneita kiskoja vasten kaarteessa muita pyöriä huonommin. Tämä voidaan havaita myös kuvasta 5.24, jossa on esitetty eri pyöräprofiilien käyttäytyminen 5,2 mm kulunutta 60E1-kiskoprofiilia vasten.



Kuva 5.24 Pyörän ja ulkokiskon Y/Q-suhteen arvot Ed-vaunulle kaarteessa, jossa $R=1195\text{m}$ ja $D=110\text{ mm}$. Kiskoprofiilina on 5,2 mm kulunut 60E1. Pyöräprofiileina on S1002 (pun.), 6,7 mm kulunut S1002 (vihr.), EPS (sin.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.).

Y/Q-arvon ylittyminen tapahtui hyvin hetkellisesti, vain noin yhden millisekunnin ajan, joten 50 millisekunnin säännön mukaan realistista riskiä suistumiseen ei vielä ole. Raja-arvon 0,8 ylittyminen kertoo kuitenkin siitä, että suistumisriski on syytä ottaa huomioon. Näissä tapauksissa suistumisriski ilmeni siis juurikin kaikista kuluneimmilla kiskoilla.

Yleisesti ottaen kiskon kuluminen on taulukon 5.7 perusteella selvästi kasvattanut Y/Q-suhdetta. Tämä suuntaus ilmenee kaikilla Ed-vaunussa käytetyillä pyöräprofiileilla. Kuvasta 5.25 nähdään vielä selvemmin, miten kiskon kuluminen vaikuttaa Y/Q-suhteen maksimiarvoon eri pyöräprofiileilla.



Kuva 5.25 Y/Q-suhteen maksimiin Ed-vaunulle kaarteissa, jossa $R=1195\text{ m}$ ja $D=110\text{ mm}$. Pyöräprofiileina on S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.). Kiskon sivukulumisen määrä on ilmoitettu vaakakselille raideleveyden avulla.

Tarkastellaan Ed-vaunun Y/Q-arvoja vielä loivemmassa kaarteissa, jossa $R=2377\text{ m}$ ja $D=76\text{ mm}$. Nopeutena voidaan tällöin käyttää suurempaa arvoa, sillä kyseisen kaarten maksiminopeus on 180 km/h . Tulokset on esitetty taulukossa 5.8.

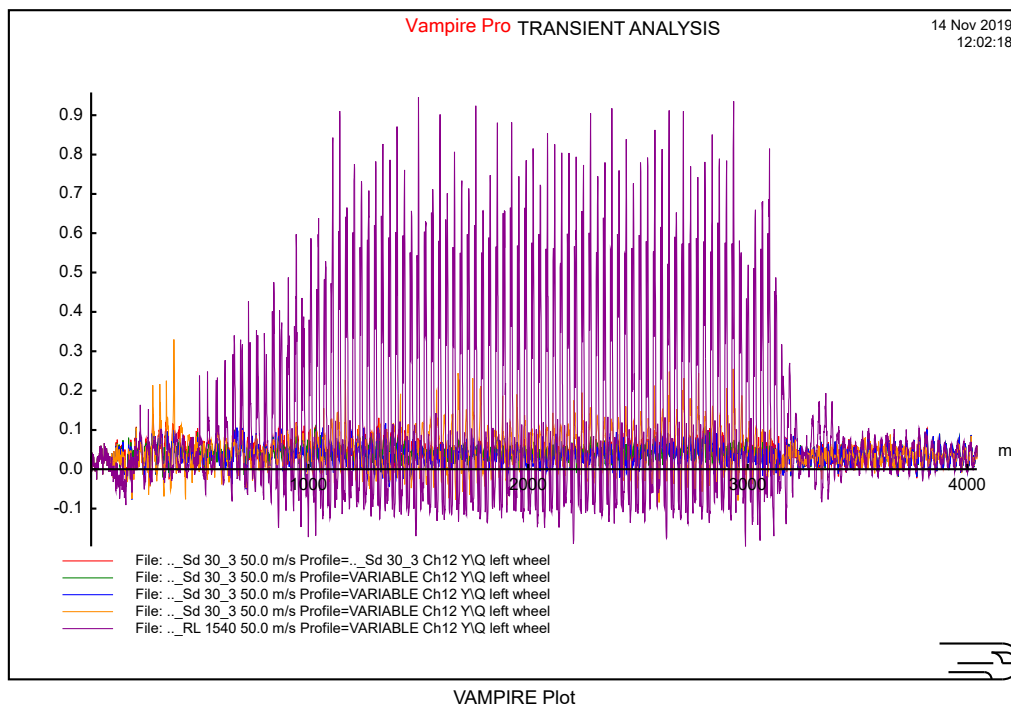
*Taulukko 5.8 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimi-arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h. Y/Q-
raja-arvon ylitykset on merkitty punaisella.*

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keski- arvo	Y/Q maksimi- arvo
Ideaali S1002	Ideaali 60E1	0,072	0,545
	1,55 mm kulunut 60E1	0,036	0,292
	3,55 mm kulunut 60E1	0,084	0,632
	5,2 mm kulunut 60E1	0,052	0,386
	16 mm kulunut 60E1	0,043	0,35
6,7 mm kulunut S1002	Ideaali 60E1	0,033	0,292
	1,55 mm kulunut 60E1	0,039	0,251
	3,55 mm kulunut 60E1	0,037	0,345
	5,2 mm kulunut 60E1	0,047	0,302
	16 mm kulunut 60E1	0,047	0,328
EPS	Ideaali 60E1	0,035	0,205
	1,55 mm kulunut 60E1	0,087	0,593
	3,55 mm kulunut 60E1	0,088	0,604
	5,2 mm kulunut 60E1	0,035	0,349
	16 mm kulunut 60E1	0,037	0,296
EPS, Sr2	Ideaali 60E1	0,048	0,157
	1,55 mm kulunut 60E1	0,042	0,127
	3,55 mm kulunut 60E1	0,035	0,119
	5,2 mm kulunut 60E1	0,045	0,33
	16 mm kulunut 60E1	0,127	0,945

Taulukosta 5.8 huomataan, että yleisesti ottaen mitään selkeää trendiä sivukulumisen vaikutuksesta Y/Q-suhteen maksimi-arvoon ei ole. Huomattavaa on kuitenkin, että tässä loivemmassa kaarteessa Y/Q-suhteen maksimi-arvo (0,945) oli suurempi kuin tiukemmassa kaarteessa. Samoin Y/Q-suhteen keskiarvo (0,127) sai suurimman arvonsa tässä loivassa kaarteessa. Simulointeihin valitulla veturin EPS-profiililla (Sd 30,3) tässä loivassa $R=2377$ m kaarteessa käytös muuttuu epästabiiliksi, mikä aiheuttaa myös keskimääräisesti suuret Y/Q-suhteen arvot. Vastaavaa käytöstä ei ilmennyt tiukemmassa $R = 1195$ m kaarteessa.

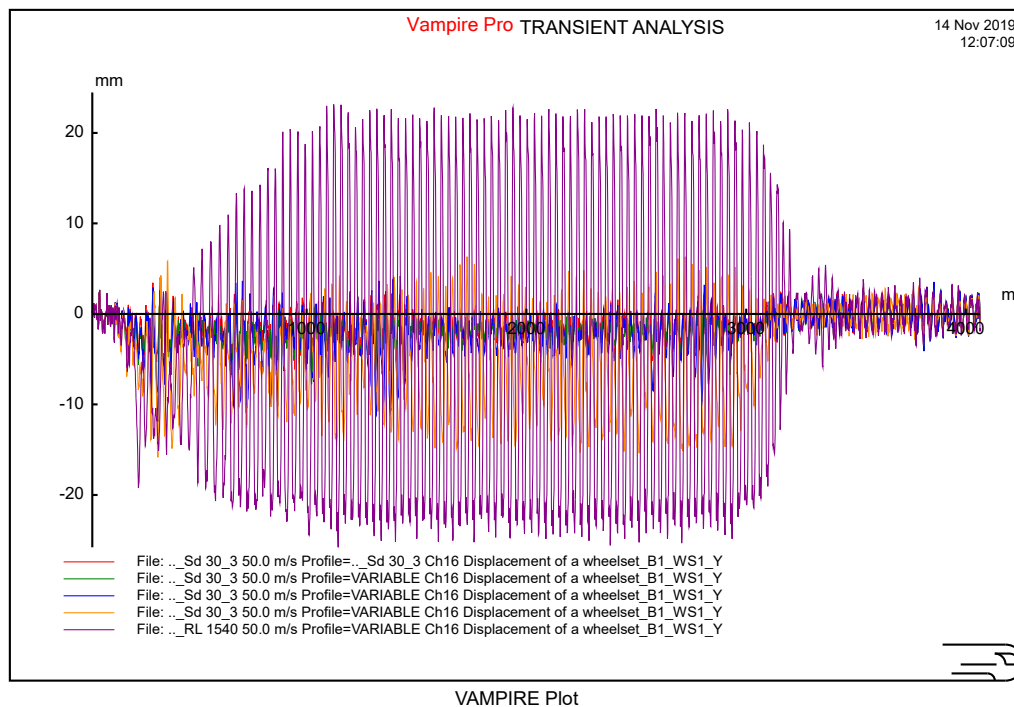
Tässä tapauksessa on syytä huomioida, että simuloinneissa veturin pyöräprofiili oli laitettu Ed-vaunumalliin, jossa tavallisesti kyseisiä pyöriä ei käytetä. Veturilla arvot olisivat siis ainakin jonkin verran erilaisia Ed-vaunulla saatuihin tuloksiin verrattuna, sillä veturilla on erilainen massa ja erilaiset jousitusratkaisut Ed-vaunuun verrattuna. Y/Q-suhteen maksimiarvo kesti kuitenkin juurikin suistumiskriteerin mukaiset 50 millisekuntia, jonka jälkeen suistumisriski on jo todellinen. Tapaus siis osoitti, että tietyt profiiliyhdistelmät voivat aiheuttaa kaarteessa suistumisriskin, ja tässä tapauksessa suistumisriski ilmeni juuri hyvin kulluneella kiskolla.

Kuvassa 5.26 on vielä esitetty veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiilin Y/Q-arvot R=2377 m kaarteessa.



Kuva 5.26 Y/Q-suhteen arvot kaarteessa, jonka R=2377 m ja D=76 mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina veturin EPS Sd 30,3. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Kyseinen epästabiili liike havaitaan helpoiten pyöräkerran sivuttaissiirtymästä kertovasta kuvaajasta (kuva 5.27).



Kuva 5.27 Pyöräkerran sivuttaissiirtymän arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina veturin EPS Sd 30,3. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

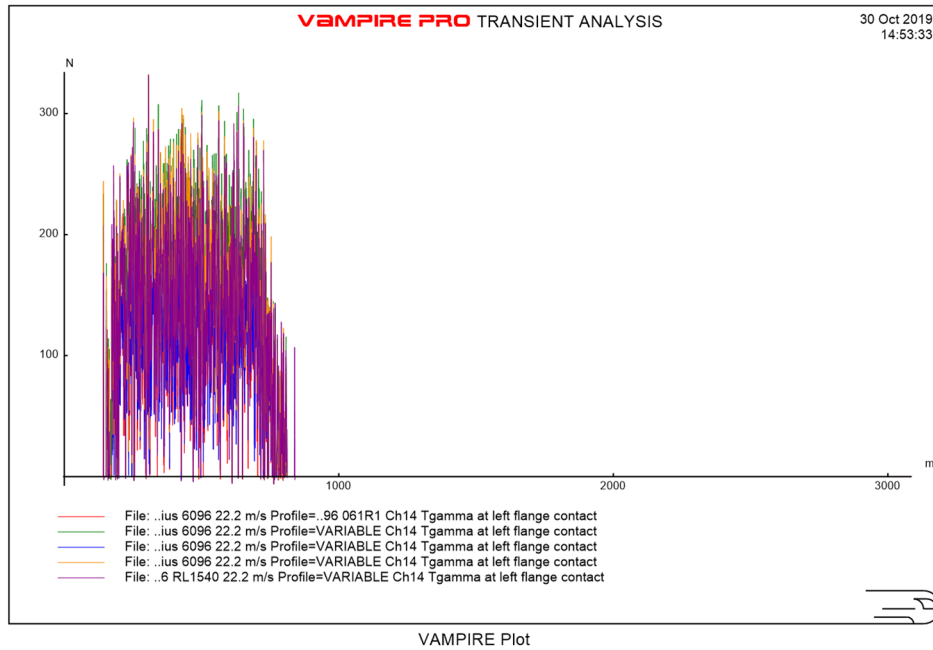
Kuvasta 5.27 huomataan, että erityisesti kuluneimman kiskon tapauksessa pyöräkerran liike kaarteessa on epästabiili. Epästabiili liike johtaa laippakosketuksiin, joita voidaan arvioida erityisesti laipan aiheuttamasta kulumisesta kertovan laipan T_y -arvon avulla.

5.2.2 Kulumisesta kertovat T_y -arvot

Luvussa 2.2 kerrottiin, mitkä asiat kulumiseen vaikuttavat ja miten kulumisen määrää voidaan arvioida. T_y -arvo kuvaa kulumiseen käytettävissä olevaa energiaa, joka on verrannollinen kontaktissa vaikuttaviin liukuvoimiin ja luisumiin. T_y -arvossa huomioidaan radansuunnassa, poikittaissuunnassa ja kiertosuunnassa ilmenevä luisuma. Tässä projektissa ollaan kiinnostuneita erityisesti laipan alueen liukuvoimista ja luisumista, sillä kiskon sivukuluminen aiheutuu pääasiassa laippakontaktista. Laipan T_y -arvojen perusteella saadaan selville, kuinka paljon laippakontakti kuluttaa kiskoa ja lisääntykö kulumisen kuluneilla kiskoilla, eli onko kulumisen kiihtyvää.

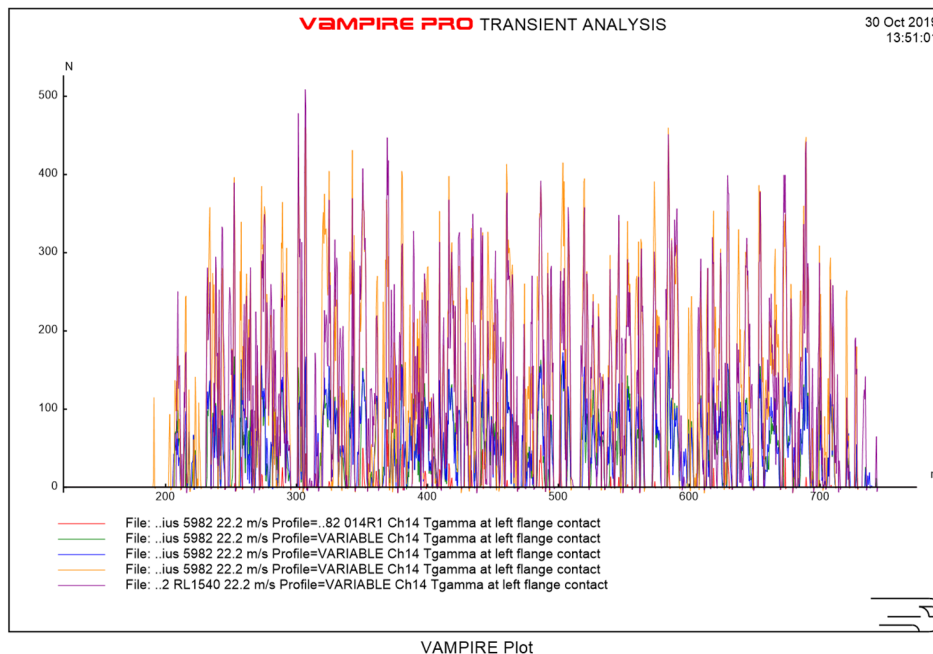
Laippakontaktit lisääntyvät ajonopeuden kasvaessa, sillä liikkeen amplitudi muuttuu silloin suuremmaksi. Tässä tapauksessa ajonopeutena on käytetty kaarteiden maksiminopeutta kullekin kalustolle.

Tarkastellaan aluksi tiukempaa kaarretta $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Kuvissa 5.28 ja 5.29 on esitetty ulkokiskon puoleisen laipan T_y -arvot Vartiuksen pyöräprofiilille 6096 ja 5982.



Kuva 5.28 Pyöräkerran laipan T_γ -arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Vok-vaunulla nopeutena on 80 km/h ja pyöräprofiilina Vartiuksen 6096.

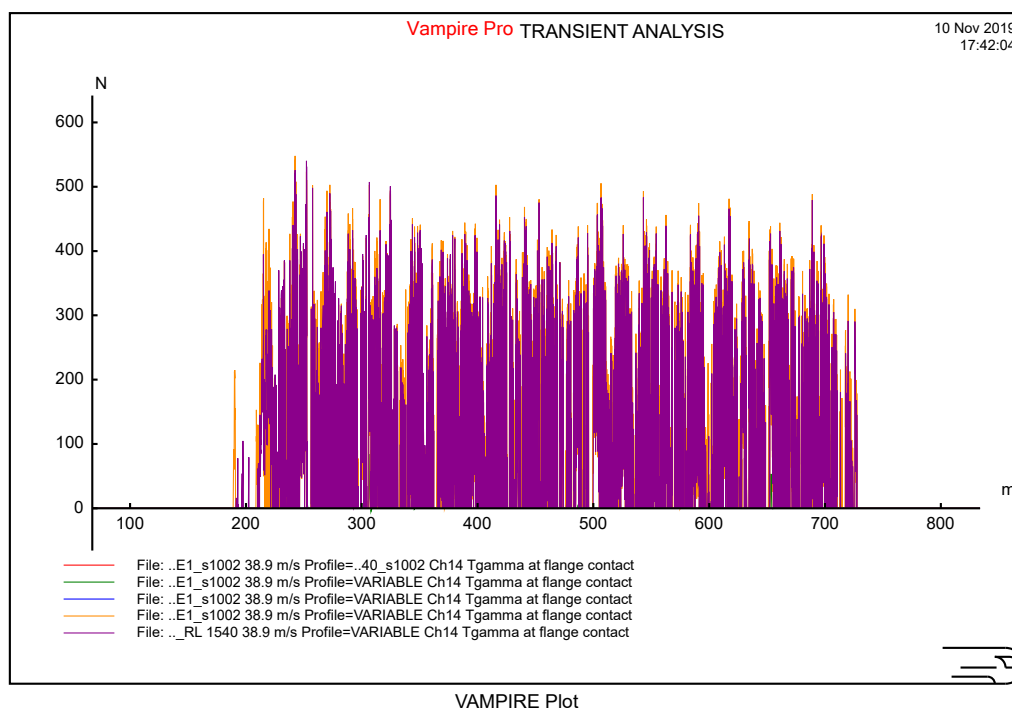
Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).



Kuva 5.29 Pyöräkerran laipan T_γ -arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Vok-vaunulla nopeutena on 80 km/h ja pyöräprofiilina Vartiuksen 5982. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Sekä pyörän 6096 että 5982 tapauksissa suurimmat yksittäiset arvot syntyvät kuluneimmalla kiskolla (16 mm kulunut 60E1). Pyörän 6096 tapauksessa (kuva 5.28) ei voida kuitenkaan sanoa kiskon kulumisen selvästi lisäävän T_γ -arvoja. Sen sijaan pyörän 5982 tapauksessa (kuva 5.29), selvästi suurimmat T_γ -arvot tulevat aina kuluneimmilla kiskoilla ja kiskon kulumisen vaikuttaisi siis lisäävän laippakontakteja.

Myös Ed-vaunun tapauksessa suurimmat yksittäiset arvot syntyivät kaikilla pyörillä juuri kuluneinta kiskoa vasten. Yleisesti ottaen ideaalilla kiskolla, 1,55 mm kuluneella kiskolla ja 3,55 mm kuluneella kiskolla laippakontakteja ei tullut Ed-vaunulla lainkaan. Sen sijaan 5,2 mm kuluneella ja 16 mm kuluneella kiskolla laippakontakteja syntyi merkittävästi. Ideaalilla ja 6,7 mm kuluneella S1002-pyöräprofiililla pyörä kulki laipalla lähes jatkuvasti, kun ideaalilla EPS-profiililla ja veturin Sd 30,3 EPS-profiililla kontaktit olivat satunnaisia. Pahimmat tulokset saatiin ideaalilla S1002-profiililla (kuva 5.30).

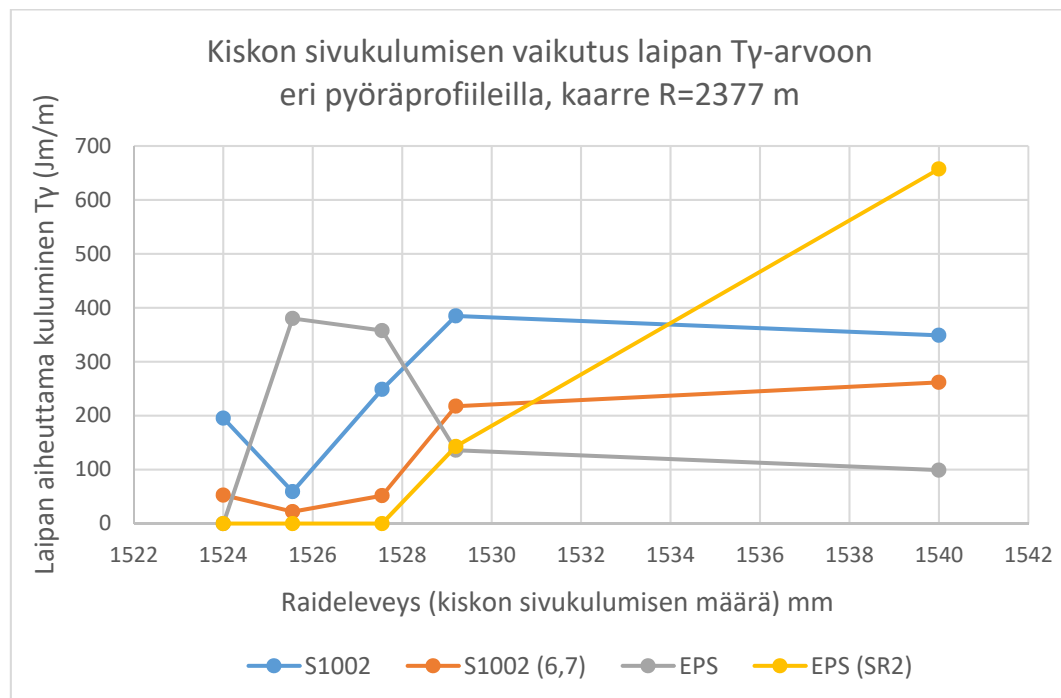


Kuva 5.30 Pyöräkerran laipan T_γ -arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 140 km/h ja pyöräprofiilina ideaali s1002. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Kun verrataan kuvia 5.29 ja 5.30, huomataan, että laipan T_γ -arvojen taso on suunnilleen sama molemmissa. Suurimmat arvot ovat hieman päälle 500 N (J/m) ja suurimmat arvot tulevat molemmissa tapauksissa kahdella kuluneimmalla kiskolla. S1002-profiililla keskimääräinen kulumisenergiataso on kuitenkin suurempi, eli tässä tapauksessa S1002-profiili kuluttaa kiskoa kaikista eniten. Kulumisen näkökulmasta ideaali S1002-pyöräprofiili erittäin kuluneella (>5 mm) kiskolla on siis näiden tarkasteluiden puitteissa pahin tilanne. On kuitenkin hyvä muistaa, että kiskon kulumismuodolla on merkittävä vaikutus tulok-

siin. 5,2 mm kulunut kiskoprofiili on kuitenkin mitattu rataosalta Tampere-Jyväskylä, jossa liikkuu juuri S1002-pyöriä, joten profiiliyhdistelmä on hyvin realistinen.

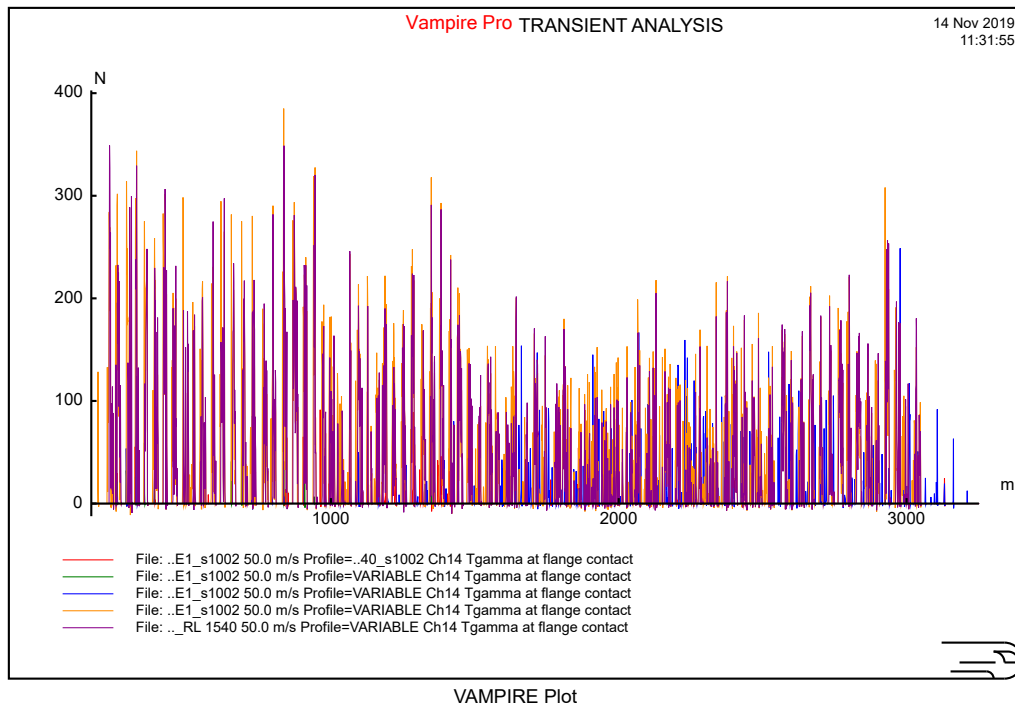
Tarkastellaan vielä T_y -arvoja loivemmassa kaarteessa, jossa $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Vok-vaunulla käytettiin kaarteessa pääasiassa nopeutta 80 km/h, mutta myös korkeampia ajonopeuksia kokeiltiin. Kaikissa tapauksissa T_y -arvot jäivät maltillisiksi, eikä pyörä mennyt laipalle kuin suurimmilla kiskon sivukulumineisuuden arvoilla. Mielenkiintoisempia tuloksia saatiin Ed-vaunulla, jolloin nopeutena voitiin käyttää suurempaa arvoa, sillä kyseisen kaarten maksiminopeus on 180 km/h. Ed-vaunun tulokset loivassa kaarteessa on esitetty kuvassa 5.31.



Kuva 5.31 Laipan T_y -arvot Ed-vaunulle kaarteessa, jossa $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Pyöräprofiileina on S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.). Kiskon sivukulumisen määrä on ilmoitettu vaaka-akselille raideleveyden avulla.

Kuvasta 5.31 huomataan, että jo ideaalilla S1002-pyörällä ja ideaalilla 60E1-kiskolla tulee kaarteessa laippakosketuksia, sillä T_y -arvo ei ole nolla. Toisaalta veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiililla laippakosketuksia ei tule hieman kuluneilla kiskoilla lainkaan, mutta kiskon kulumisen myötä laippakosketukset lisääntyvät merkittävästi. Eniten kiskoa kuluttaakin veturin Sd 30,3-pyörä 16 mm kulunutta kiskoa vasten.

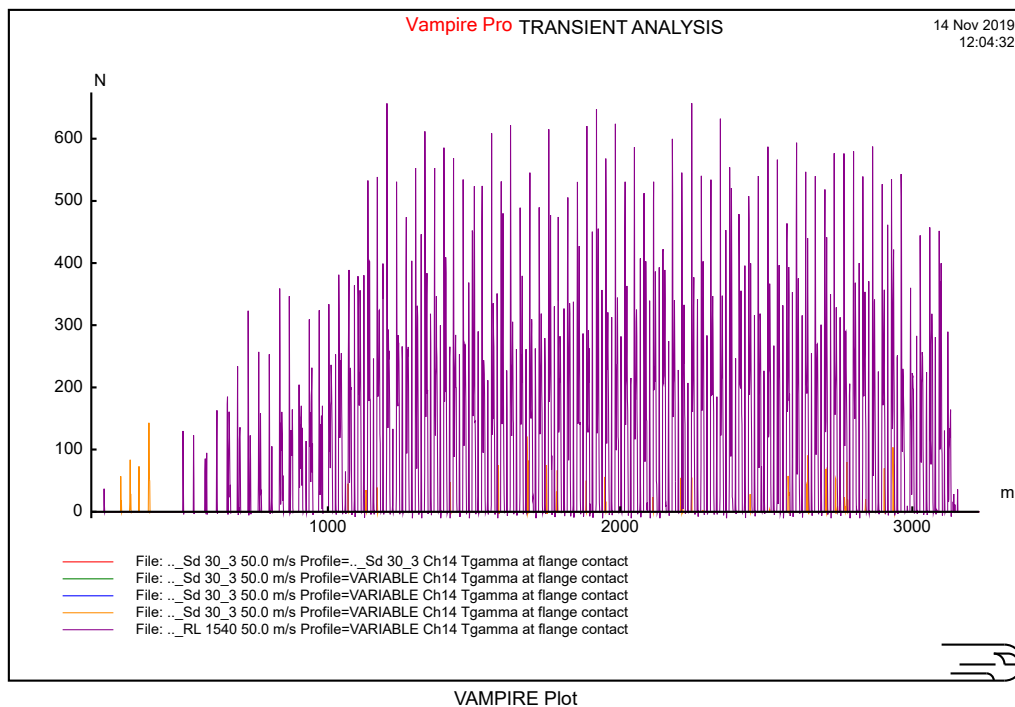
Kuvasta 5.32 nähdään vielä tarkemmin laippakosketuksien määrä ja kriittisyys s1002-pyöräprofiililla eri kiskoja vasten.



Kuva 5.32 Ulkokiskon puoleisen laipan T_y -arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina ideaali s1002. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Kuvan 5.32 perusteella kuluneimmilla kiskoilla (viol. & kelt.) tulee laippakosketuksia jatkuvasti. Sen sijaan ideaalilla 60E1-kiskolla ja vain hieman kuluneilla kiskoilla (pun., vihr. & sin.) laippakosketuksia tulee satunnaisesti, eikä niiden kuluttava vaikutus ole kulumisenergiankaan kannalta kovin suuri. S1002-pyöräprofiili alkaa siis kuluttaa kiskoa varsinaisesti vasta siinä vaiheessa, kun kiskot ovat jo enemmän kuluneet.

Kuvassa 5.33 on esitetty veturin Sd 30,3 -pyöräprofiilin T_y -arvot eri kiskoja vastaan.



Kuva 5.33 Ulkokiskon puoleisen laipan T_γ -arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiili. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Luvussa 5.2.1 tarkasteltiin jo veturin pyöräprofiilin aiheuttamaa epästabiilia liikettä Ed-vaunussa, ja sama ilmiö nähdään kuvassa 5.33. Kun kiskona on 16 mm kulunut 60E1, laipan T_γ -arvot kasvavat korkeiksi, eli epästabiili liike kuluttaa kiskoja merkittävästi. Muilla kiskoilla T_γ -arvot pysyvät maltillisina. Verrattuna aiemmin saatuihin T_γ -arvoihin, tässä tapauksessa maksimi-arvot kasvavat suuremmiksi kuin esimerkiksi S1002-pyöräprofiililla tiukassa kaarteessa (kuva 5.30). Kulumisenergiakuvaajassa 5.33 liikkeen taajuus on kuitenkin pienempi kuin kuvan 5.30 tiukassa kaarteessa S1002-pyörällä, joten kulumisen kannalta kuvan 5.30 tapaus saattaa silti olla kriittisempi.

Kuluneimmat kiskot aiheuttivat siis suurimmat T_γ -arvot. Kun kiskona on tiukassa $R=1195$ m kaarteessa 3,55 mm kulunut 60E1 tai 1,55 mm kulunut 60E1, selkeitä laippakontakteja tulee vain Vartiuksen 5982 ja 6096-profiileille, joista 6096-profiilille enemmän. Näillä vain vähän kuluneilla kiskoilla kulumista siis aiheuttaa tässä kaarteessa eniten itäisen yhdysliikenteen kalusto.

Jos taas tarkastellaan 3,55 mm kulunutta 60E1-kiskoa tai 1,55 mm kulunutta 60E1-kiskoa loivemmassa $R=2377$ m kaarteessa, laippakontakteja tulee eniten ideaaleilla s1002- ja EPS-profiileilla.

5.2.3 Poikittaiskiihtyvyydet

Yksi keino matkustusmukavuuden varmistamiseksi on junan poikittaiskiihtyvyyksien rajoittaminen. Radan tarkastukseen liittyvissä ratateknisissä ohjeissa (RATO 13, 2006) poikittaiskiihtyvyyksille on annettu taulukon 5.9 mukaiset raja-arvot.

Taulukko 5.9 Poikittaiskiihtyvyyden raja-arvot (RATO 13, 2006).

Virhe- luokka	Poikittaiskiihtyvyys $\ddot{y}_{s \text{ lim}}^*$ [m/s ²]	Pystykiihtyvyys $\ddot{z}_{s \text{ lim}}^*$ [m/s ²]
C	1,3 + a_{q0}	1,3
D	1,5 + a_{q0}	1,5
★	2,5 + a_{q0}	2,5

$\ddot{y}_{s \text{ lim}}^*$ poikittaiskiihtyvyys vaunun korista telikeskiön päältä

$\ddot{z}_{s \text{ lim}}^*$ pystykiihtyvyys vaunun korista telikeskiön päältä

a_{q0} keskipakoisvoiman aiheuttama kompensoimaton poikittaiskiihtyvyys

Poikittaiskiihtyvyys mitataan siis vaunun korista telikeskiön kohdalta ja arvoissa huomioidaan keskipakoisvoiman aiheuttama kompensoimaton poikittaiskiihtyvyys. Tämä kompensoimaton kiihtyvyys, $a = v^2/R$, riippuu sekä junan nopeudesta V että kaarteeseen kaarresäteestä R , joten sen suuruus täytyy huomioida aina tapauskohtaisesti.

Matkustajavaunun (Ed) simuloinneissa tarkasteltiin kiskon sivukuluminen vaikutusta vaunurungon poikittaiskiihtyvyyksiin, jotta saatiin käsitys siitä, heikentääkö kiskon sivukuluminen mahdollisesti matkustusmukavuutta.

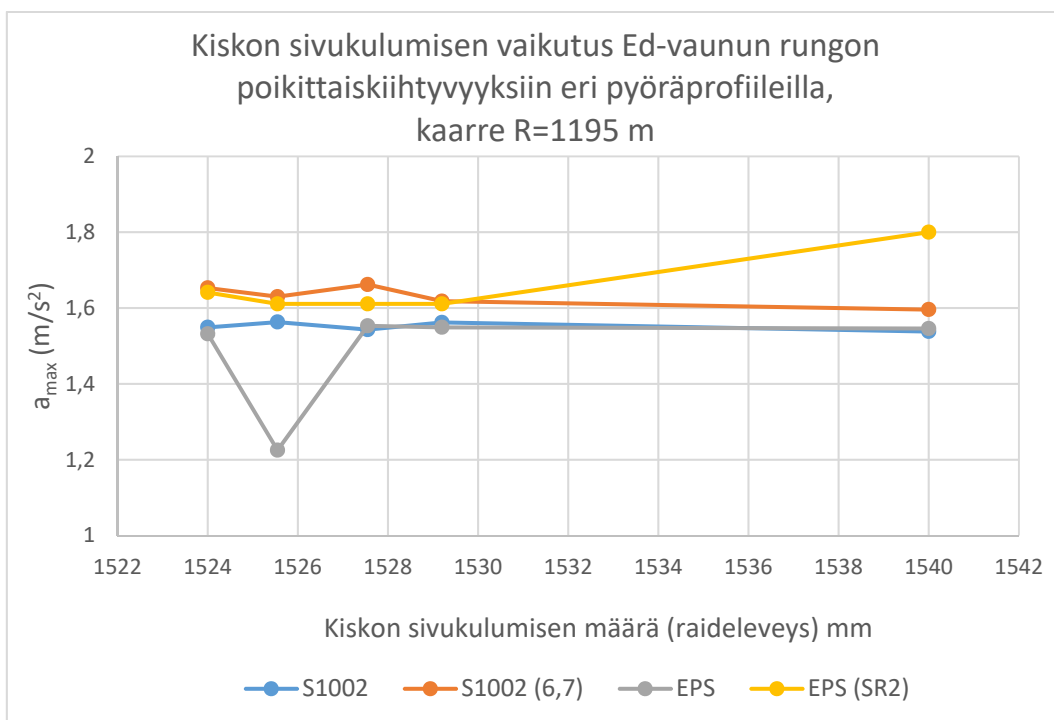
Tarkasteluissa oli mukana tiukka kaarre ($R=1195$ m ja $D=110$ mm) ja loiva kaarre (2377 m ja $D=76$ mm). Tiukassa kaarteessa nopeusrajoituksena on 140 km/h, ja tällä ajonopeudella keskipakoisvoiman aiheuttama kiihtyvyys a_{q0} on 1,27 m/s². Vastaavasti loivassa kaarteessa nopeusrajoituksena on 180 km/h ja keskipakoisvoima aiheuttaa tällöin kiihtyvyyden $a_{q0}=1,05$ m/s².

Näiden avulla saadaan laskettua kummankin kaarteeseen poikittaiskiihtyvyyden raja-arvot tilanteissa, joissa ajetaan suurinta sallittua nopeutta. Maksimi-arvot on ilmoitettu taulukossa 5.10.

Taulukko 5.10 Simuloinneissa käytettyjen kaarteiden suurimmat sallitut poikittaiskiihtyvyydet tilanteessa, jossa kaarteessa ajetaan suurinta sallittua nopeutta.

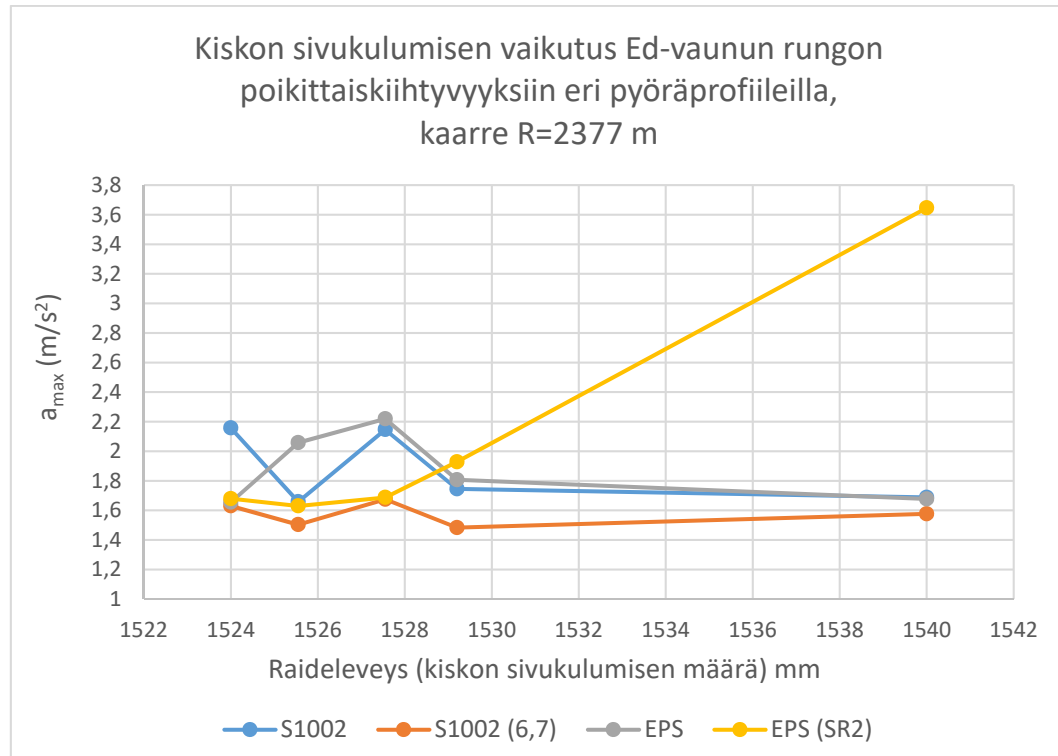
Virheluokka	Poikittaiskiihtyvyys (m/s^2), tiukka kaarre $R=1195 \text{ m}$	Poikittaiskiihtyvyys (m/s^2), loiva kaarre $R=2377 \text{ m}$
C	2,6	2,4
D	2,8	2,6
*	3,8	3,6

Tiukassa kaarteessa ($R=1195 \text{ m}$, $D=110 \text{ mm}$) poikittaiskiihtyvyyksien maksimiarvot pysyivät kaikilla profiilyhdistelmillä varsin maltillisina. Kuvasta 5.34 huomataan, että pahimmassakin tapauksessa kiihtyvyydet olivat maksimissaan $1,8 \text{ m/s}^2$, mikä jää selvästi alle kaikkien poikittaiskiihtyvyyksien raja-arvojen.



Kuva 5.34 Ed-vaunun rungon poikittaiskiihtyvyyksien maksimiarvot pyöräprofiileilla ideaali S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), ideaali EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.) erilaisilla kuluneilla kiskoprofiileilla kaarteessa $R=1195 \text{ m}$, $D=110 \text{ mm}$ nopeudella 180 km/h . Kiskon sivukuluminen määrä on ilmoitettu vaakakselilla raideleveyden avulla.

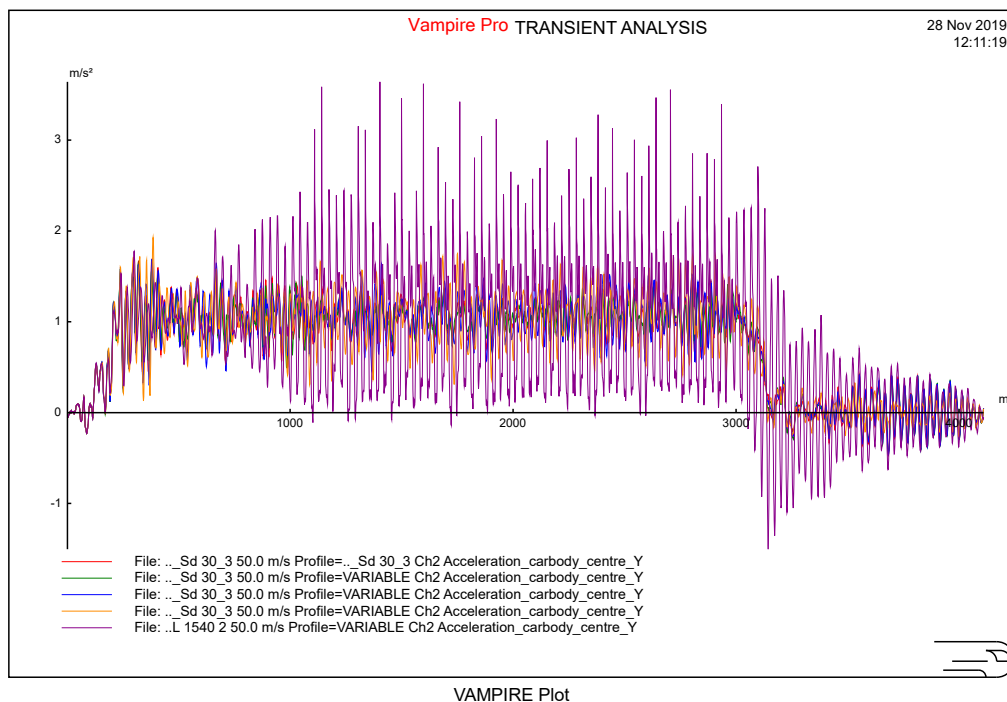
Loivassa kaarteessa kiihtyvyyden maksimiarvoksi saatiin $3,65 \text{ m/s}^2$. Tämä syntyi veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiilin ja 16 mm kuluneen 60E1-kiskoprofiilin yhdistelmällä (kuva 5.35).



Kuva 5.35 Ed-vaunun rungon poikittaiskiihtyvyyksien maksimiarvot pyöräprofiileilla ideaali S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), ideaali EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.) erilaisilla kuluneilla kiskoprofiileilla kaarteessa R=2377 m, D=76 mm nopeudella 180 km/h. Kiskon sivukuluminen määrä on ilmoitettu vaak akselilla raideleveyden avulla.

Taulukosta 5.9 huomataan, että kyseinen kiihtyvyys ylittää jo *-luokan virhetason. Poikittaiskiihtyvyyden raja-arvon ylitys johtuu profiiliyhdistelmän epästabiilista liikkeestä, joka on tullut ilmi jo aiemmin muiden tulosten tarkastelussa. Kuvan 5.35 perusteella muiden profiiliyhdistelmien maksimiarvot ovat selvästi alhaisempia. Toiseksi suurimmat poikittaiskiihtyvyydet syntyivät ideaalin EPS-pyöräprofiilin ja 3,55 mm sivukuluneen 60E1-kiskoprofiilin yhdistelmällä. Tällöin poikittaiskiihtyvyyden maksimiarvo oli 2,22 m/s², mikä jo alittaa kaikki taulukon 5.10 raja-arvot. Yleisesti ottaen kiskon sivukuluminen määrä ei juuri vaikuttanut poikittaiskiihtyvyyksien maksimiin veturin pyöräprofiilia lukuun ottamatta.

Kuvassa 5.36 on vielä esitettyä poikittaiskiihtyvyydet veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiilille loivassa R=2377m kaarteessa.



Kuva 5.36 Ed-vaunun rungon poikittaishiihtyvyydet kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=76$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiili. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

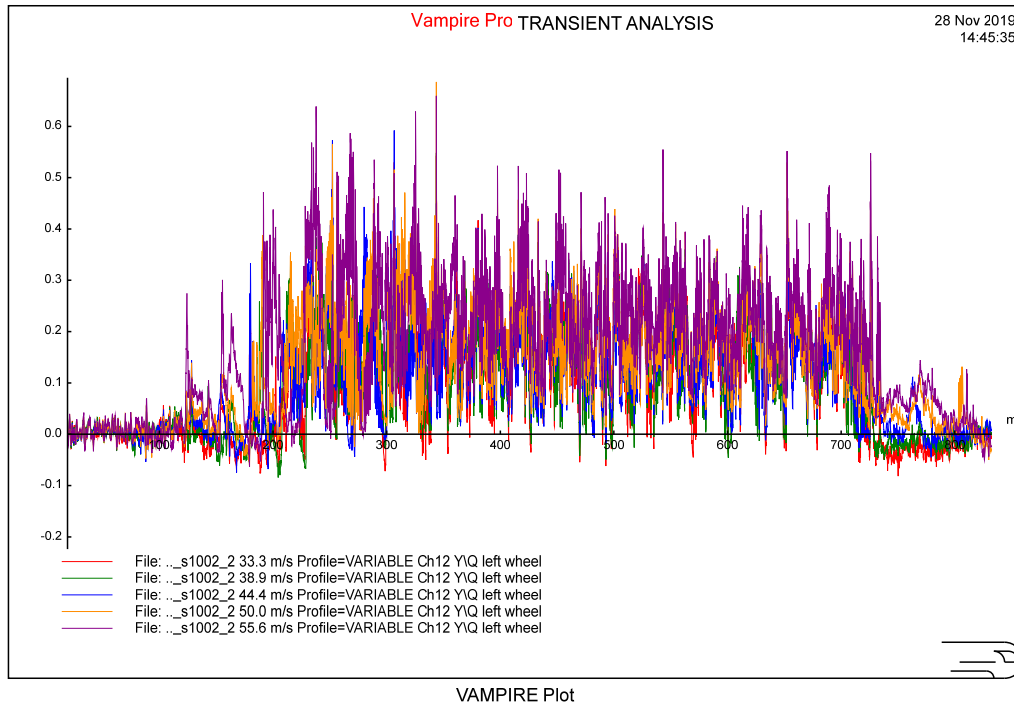
Kuvassa 5.36 havaitaan veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiilin ja erittäin sivukuluneen kiskon (16 mm kulunut 60E1) huono yhteensopivuus kaarteessa. Kiihtyvyyksistä huomataan, että muilla kiskoilla vaunu kulkee kaarteessa vielä hyvin, mutta erittäin sivukuluneella kiskolla vaunun liike muuttuu epästabiiliksi. Kaarteen jälkeisellä suoralla liike tasaantuu.

Ed-vaunun simuloinneissa havaittiin kuitenkin joissakin tapauksissa epästabiilia käyttäytymistä myös kaarteen jälkeen. Ed-vaunun yaw-ominaismuoto heräsi useilla profiiliyhdistelmillä kaarteen jälkeisellä suoralla rataosuudella, eli vauvurunko alkoi värähtelemään pysty akselin ympäri. Yaw-käyttäytymisen takia poikittaishiihtyvyydet saattavat kasvaa niin suuriksi, että ne vaikuttavat jo merkittävästi matkustusmukavuuteen. Profiiliparista riippuen yaw-ilmiö voi alkaa jo kaarteessa.

5.2.4 Erityistilanteet

Aiemmissa luvuissa 5.2.1–5.2.3 esitellyt simuloinnit ovat realistisista tilanteista esimerkiksi ajonopeuden ja ratageometrian suhteen. Pahimmat mahdolliset tilanteet syntyvät kuitenkin yleensä silloin, kun tilanteessa on mukana vähintään yksi epätodennäköinen vaikuttava tekijä. Simuloinneilla tarkasteltiin realististen tapausten lisäksi myös esimerkiksi liian suuren ajonopeuden, poikkeuksellisen kovan sivutuulen, huonossa kunnossa olevan radan ja huonokuntoisen kaluston vaikutusta suistumisriskiin.

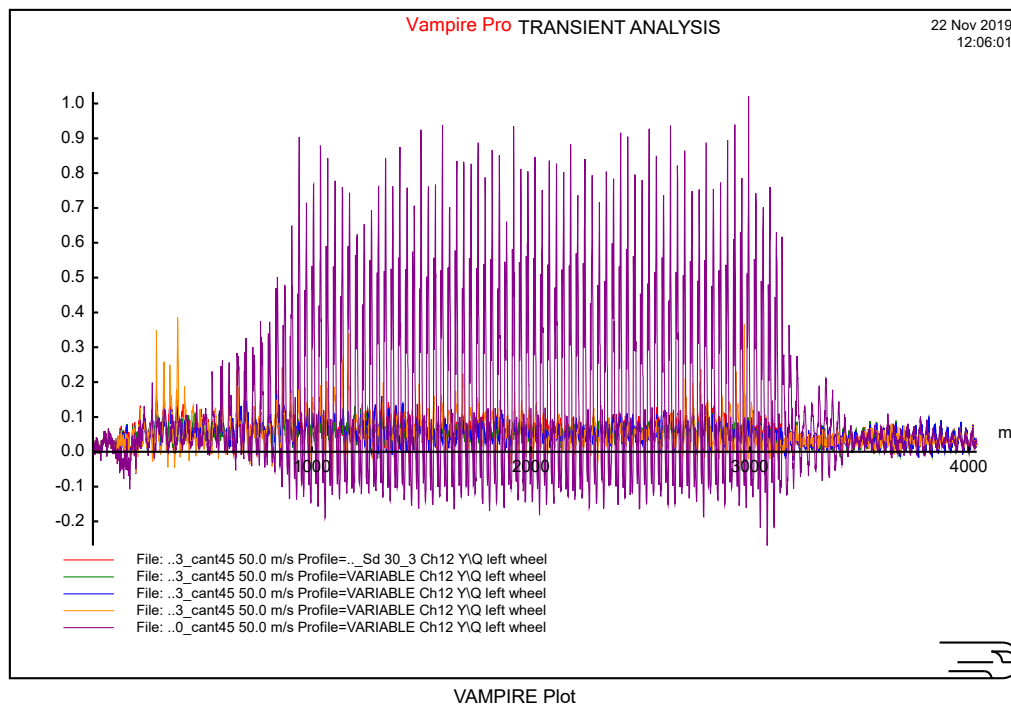
Suistumisriskin kannalta pahimmat mahdolliset profiiliyhdistelmät ovat olleet tiukassa kaarteessa ($R=1195$ m) Ed-vaunulla ideaali S1002-pyöräprofiili ja 5,2 mm kulunut 60E1-kiskoprofiili sekä Vok-vaunulla taarapaino ja 6096-pyöräprofiiliin ja 1,55 mm kuluneen 60E1-kiskoprofiilin yhdistelmä. Siksi juuri näitä yhdistelmiä on tarkasteltu enemmän. Kuvassa 5.37 on esitetty, miten ajonopeus vaikuttaa Y/Q-suhteeseen Ed-vaunulla.



Kuva 5.37 Ed-vaunun Y/Q-suhteen arvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Ed-vaunulla pyöräprofiilina on ideaali S1002, kisko-profiilina 5,2 mm kulunut 60E1 ja nopeutena on 120 km/h (pun.), 140 km/h (vihr.), 160 km/h (sin.), 180 km/h (kelt.) ja 200 km/h (viol.).

Simulointitulosten perusteella nopeus ei vaikuta selkeästi Y/Q-suhteeseen realistisilla nopeuksilla, eli kun nopeusrajoituksen 140 km/h kaarteessa ajetaan 120 km/h, 140 km/h tai 160 km/h. Sen sijaan suurilla ylinopeuksilla 180 km/h ja 200 km/h Y/Q-suhde ja siten suistumisriski kasvaa selvästi. Tässä tapauksessa kaikki arvot jäivät kuitenkin edelleen alle kriittisen rajan 0,8.

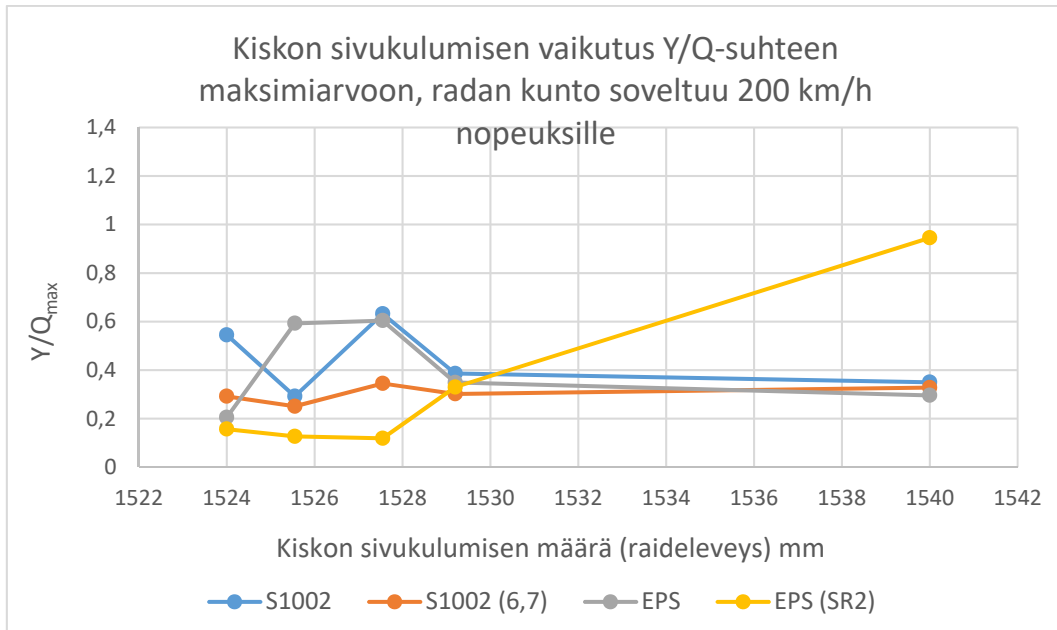
Suuri ajonopeus johtaa samalla myös kallistuksen vajauksen kasvamiseen. Kallistuksen vajauksella saattaa olla merkittävä vaikutus suistumisriskiin, joten sen vaikutusta tarkasteltiin vielä loivassa kaarteessa ($R=2377$ m, $D=76$ mm) siten, että kaarteeseen kallistusta pienennettiin 45 millimetriin (kuva 5.38). Ajonopeutena käytettiin samaa 180 km/h kuin aiemmin. Tässäkin tapauksessa Y/Q-arvot pysyivät maltillisina kaikilla muilla tapauksilla paitsi veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiiliin ja 16 mm kuluneen 60E1-kiskon yhdistelmällä. Ilmiö on vastaava kuin kuvassa 5.26 oikealla raiteen kallistuksella 76 mm.



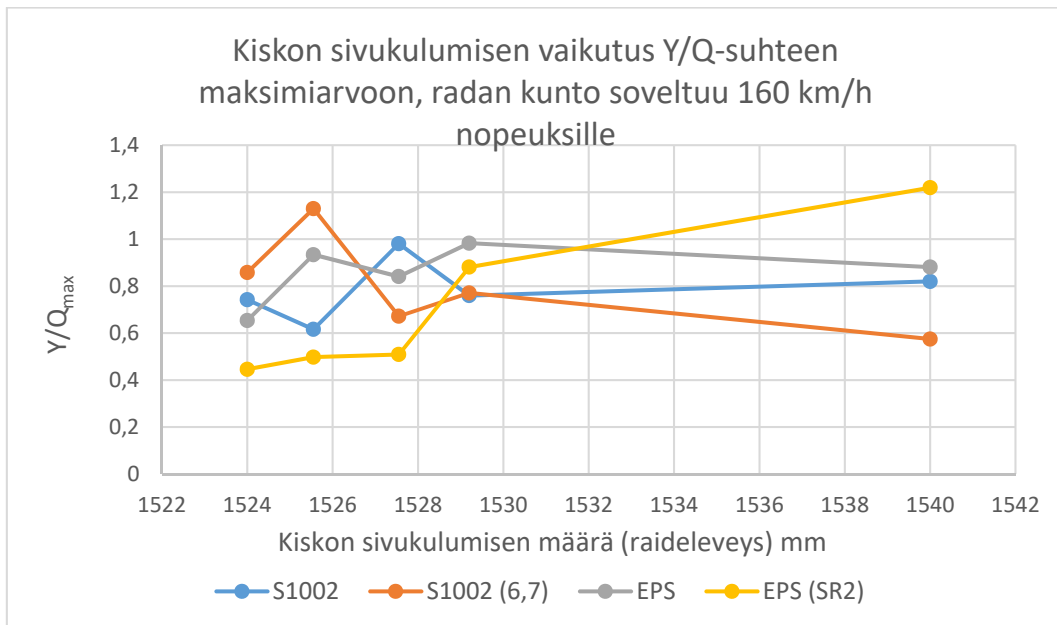
Kuva 5.38 Y/Q-suhteen arvot kaarteessa, jonka $R=2377$ m ja $D=45$ mm. Ed-vaunulla nopeutena on 180 km/h ja pyöräprofiilina veturin EPS Sd 30,3. Kiskon sivukuluminen kasvaa kuvassa alaspäin mentäessä järjestyksessä ideaali 60E1 (pun.), 1,55 mm kulunut 60E1 (vihr.), 3,55 mm kulunut 60E1 (sin.), 5,2 mm kulunut 60E1 (kelt.) ja 16 mm kulunut 60E1 (viol.).

Kuvassa 5.38 suurin Y/Q-suhteen arvo on 1,02, kun suuremmalla kallistuksella maksimiarvo oli 0,945. Arvot ovat pääsääntöisesti linjassa keskenään, eikä kallistuksen vajauksen määrällä havaittu olevan tässä tapauksessa vaikutusta suistumisriskiin. Kriittiset arvot syntyivät pikemminkin profiiliparien huonosta yhteensopivuudesta ja sen aiheuttamasta epästabiilista käytöksestä. Kallistuksen vajauksen vaikutus pyöräkerran ja radan väliseen kohtauskulmaan vaihteli tapauskohtaisesti siten, että profiiliparista riippuen vaikutus oli toisinaan hyvin pieni ja toisinaan merkittävä. Samalla profiiliparilla vaikutus saattoi olla kaarteiden alussa suistumisriskin kannalta negatiivinen (suuri kohtauskulma), mutta kaarteiden keskellä positiivinen (pieni kohtauskulma). Siksi kallistuksen vajauksen tarkastelu tehtiin pääasiassa Y/Q-suhteen maksimiarvojen avulla. Ideaaliprofiileilla suurempi kallistuksen vajoa kuitenkin aina kasvatti pyöräkerran ja radan välistä kohtauskulmaa, mikä kasvattaa myös suistumisriskiä.

Radan epätasaisuudet vaikuttavat suistumisriskiin merkittävästi. Aiempien lukujen tapauksissa ratana käytettiin 200 km/h-nopeudelle soveltuvaa rataa, mutta tarkasteluita tehtiin myös huonokuntoisemmalle 160 km/h-radalle. Kuvissa 5.39 ja 5.40 on esitetty kiskon sivukuluminen vaikutus Y/Q-suhteen maksimiarvoon Ed-vaunulle loivassa kaarteessa ($R=2377$ m ja $D=76$ mm) nopeudella 180 km/h ratojen ollessa nopeuksille 200 km/h (kuva 5.39) ja 160 km/h soveltuvat (kuva 5.40).



Kuva 5.39 Y/Q -suhteen maksimiarvot Ed-vaunulle pyöräprofiileilla ideaali S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), ideaali EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.) erilaisilla kuluneilla kiskoprofiileilla kaarteessa $R=2377$ m, $D=76$ mm nopeudella 180 km/h. Kiskon sivukulumisen määrä on ilmoitettu vaak-akselilla raideleveyden avulla. Radan kunto soveltuu nopeudelle 200 km/h, ajonopeutena 180 km/h.



Kuva 5.40 Y/Q -suhteen maksimiarvot Ed-vaunulle pyöräprofiileilla ideaali S1002 (sin.), 6,7 mm kulunut S1002 (pun.), ideaali EPS (harm.) ja veturin Sd 30,3 EPS (kelt.) erilaisilla kuluneilla kiskoprofiileilla kaarteessa $R=2377$ m, $D=76$ mm nopeudella 180 km/h. Kiskon sivukulumisen määrä on ilmoitettu vaak-akselilla raideleveyden avulla. Radan kunto soveltuu nopeudelle 160 km/h, ajonopeutena 180 km/h.

Kuvista 5.39 ja 5.40 huomataan, että radan kunto vaikuttaa Y/Q -suhteen maksimiarvoon kaikilla profiiliyhdistelmillä. Huonokuntoisemmalla radalla Y/Q -suhde menee yli raja-arvon 0,8 jokaisella tarkastellulla pyöräprofiililla jo joko ideaalia kiskoa vasten tai ainakin kuluneella kiskolla. Ideaali S1002-pyörä saa suurimman arvonsa 3,55 mm kulunutta 60E1-kiskoa vasten ja veturin Sd 30,3 EPS-pyörä 16 mm kulunutta 60E1-kiskoa vasten radan kunnosta riippumatta. Aiemmat tulokset eivät siis riipu radasta, vaan kyseiset profiiliyhdistelmät eivät vaan toimi hyvin keskenään.

Kirjallisuusselvityksen perusteella suistumisriskiin vaikuttavat merkittävästi myös pyörän ja kiskon välinen kontaktikulma sekä pyöräkerran ja radan välinen kohtauskulma. Kiskon sivukulumisella ei kuitenkaan havaittu olevan juuri vaikutusta pyörän ja kiskon väliseen kontaktikulmaan. Ulkokiskon ja pyörän välinen kontaktikulma pysyttelee noin 2,5 asteessa, kunnes laippakontaktia lähestyttäessä nousee ensin noin 20 asteeseen ja lopulta noin 70 asteeseen. Kiskon kuluessa kontaktikulman muutokset tapahtuvat eri sivuttaissiirtymän arvoilla, mutta arvot ovat suunnilleen toisiaan vastaavat.

Sen sijaan pyöräkerran ja radan väliseen kohtauskulmaan kiskon sivukulumisen voisi hyvinkin vaikuttaa, sillä sivukulumisen myötä raidevälitys kasvaa ja mahdollistaa pyöräkerralle enemmän liikevaraa. Tällöin myös kohtauskulmalla on mahdollisuus kasvaa suuremmaksi. Käytännössä simuloinneissa kiskon sivukulumisen ei kuitenkaan vaikuttanut pyöräkerran ja radan väliseen kohtauskulmaan mitenkään suoraviivaisesti, ja kohtauskulma pysyi pääosin alle arvon 4 mrad. Tiukan kaarteeseen siirtymäkaudessa pyöräkerta saattaa hakea sopivaa asentoa enemmän raidevälityksen ollessa kiskon sivukulumisen myötä suurempi, mutta tällöinkin kohtauskulman arvot ovat alle 4 mrad. Kohtauskulma voi kuitenkin joissakin tilanteissa olla selvästi tuota 4 mrad suurempi esimerkiksi telin vinoutumisen takia. Siksi simulointeja tehtiin myös siten, että pyöräkerta pakotettiin vinoon. Kirjallisuusselvityksen perusteella pyöräkerran ja radan välinen kohtauskulma on pääsääntöisesti alle 10 mrad. Kohtauskulman ollessa 10–30 mrad, se on jo hyvin suuri. Simuloinneissa testattiin sekä 10 mrad että 50 mrad kohtauskulmia.

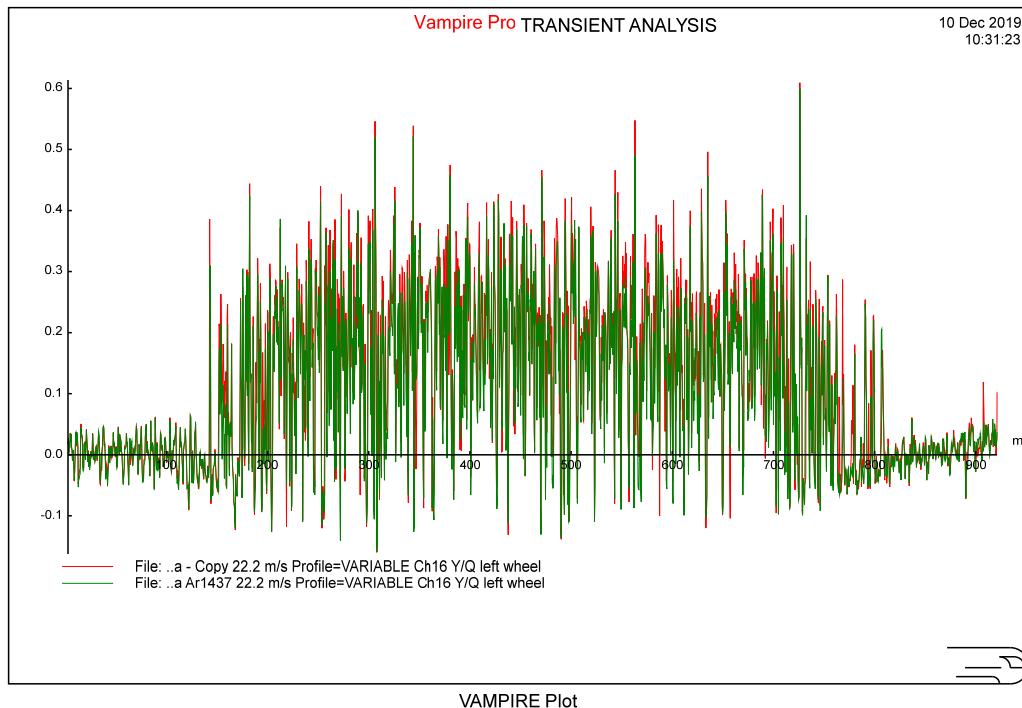
Taulukossa 5.11 on esitetty taarapainoisen Vok-vaunun ensimmäisen pyöräkerran Y/Q -arvojen keskiarvot ja maksimit kaarteessa $R=1195$ m ja $D=110$ mm ajonopeudella 80 km/h siten, että ensimmäisen pyöräkerran kohtauskulma on 50 mrad. Tämä on jo todella suuri kohtauskulman arvo. Kyseessä on siis vastaava tapaus kuin aiemmin taulukossa 5.5, mutta nyt ensimmäinen pyöräkerta on pakotettu 50 mrad kohtauskulmaan radan suhteen. Taulukossa 5.11 on merkitty sulkuihin aiemmin saatu taulukon 5.5 arvo.

Taulukko 5.11 Y/Q-suhteen keskiarvot ja maksimiarvot kaarteessa, jonka $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Taarapainoisella tavaravaunulla nopeutena on 80 km/h. Ensimmäisen pyöräkerran ja radan välinen kohtauskulma 50 mrad.

Pyöräprofiili	Kiskoprofiili	Y/Q keskiarvo	Y/Q maksimiarvo
6096	Ideaali 60E1	0,277 (0,117)	0,651 (0,57)
	1,55 mm kulunut 60E1	0,286 (0,143)	0,639 (0,609)
	3,55 mm kulunut 60E1	0,279 (0,098)	0,586 (0,123)
	5,2 mm kulunut 60E1	0,261 (0,118)	0,618 (0,602)
	16 mm kulunut 60E1	0,263 (0,097)	0,624 (0,588)

Taulukon 5.11 arvojen perusteella havaitaan, että pyöräkerran kohtauskulman kasvattaminen lisää suistumisriskiä, sillä Y/Q-suhde kasvaa kaikilla tapauksilla. Yhteyttä kiskon sivukuluminen määrän ja suistumisriskin välillä ei kuitenkaan tässä tapauksessa havaittu. Kiskon sivukuluminen kenties mahdollistaa suuremman kohtauskulman syntymisen, mutta simuloinneissa ei havaittu kohtauskulman kasvavan kiskon sivukuluminen myötä.

Itäinen yhdysliikenne eroaa suomalaisesta kalustosta muun muassa siksi, koska kalusto on suunniteltu eri raideleveydelle. Junan pyöräkerrassa pyörien laipan sisäpintojen etäisyydet poikkeavat toisistaan siten, että nimellismittana on itäisen yhdysliikenteen kalustolla 1440 mm ja suomalaisella kalustolla 1445 mm. Itäisellä yhdysliikenteellä laippojen välisen etäisyyden minimimitta on 1437 mm, joka johtaa siis suurempaan raidevälyksen arvoon. Simuloinneissa tarkasteltiin vielä, miten tämän kaluston pyöräkerran raideleveysmitan muuttaminen vaikuttaa tuloksiin. Kuvassa 5.41 on esitetty kriittisin simuloinneissa tarkasteltu Vokvaunun tilanne, taarapainoinen vaunu ja 1,55 mm sivukulunut 60E1-kisko 6096-pyöräprofiililla ja nimellismittaisella laippojen välisellä etäisyydellä (AR=1440 mm). Lisäksi tuloksiin on otettu mukaan kapeampi raideleveysmitta AR=1437 mm.



Kuva 5.41 Taarapainoisen Vok-vaunun Y/Q-arvo kaarteessa, jossa $R=1195$ m ja $D=110$ mm. Nopeutena 80 km/h. Laipan sisäpintojen AR etäisyys 1440 mm (pun.) ja 1437 mm (vihr.).

Kuvan 5.41 perusteella pyöräkerran raideleveysmitan kaventaminen ei lisää suistumisriskiä. Vaikka pyöräkerta olisi minimimitassaan, $AR=1437$ mm, Y/Q-arvot eivät nouse lähelle kriittistä tilannetta. Itse asiassa kapeampi pyöräkerta vähensi Y/Q-arvoa ja siten suistumisriskiä kaikilla simuloinneissa käytetyillä sivukuluneilla kiskoilla.

Taarapainoiseen ja kuormattuun Vok-vaunuun testattiin myös tuulikuorman vaikutusta. Sivutuulen voimakkuus voi olla aukealla paikalla 0,8 kN/m² (Heini-suo 2008), ja Vok-vaunun sivun pinta-ala on noin 25 m². Tuulikuormitukseksi tulisi tällöin 20 kN, mikä on kuormatun vaunun painoon nähden hyvin pieni arvo. Siksi simulointeihin otettiin mukaan kuormitusarvoiksi myös 50 kN ja 200 kN, jotka ovat tuulikuormituksiksi jo epärealistisen suuria. Y/Q-suhteen arvo kasvoi tuulikuormituksen myötä, mutta ei lineaarisesti suhteessa poikittaisvoiman kasvuun. Poikittaisvoiman kasvaessa merkittävästi Y/Q-suhteen arvot kasvoivat melko vähän. Tuulikuorman kriittistä vaikutusta ei siis havaittu.

6 Yhteenveto ja johtopäätökset

Kiskon sivukuluminen heikentää aina ohjautuvuutta, mikä lisää pyöräkerran sivuttaissiirtymää kaarteissa. Raidevälitys on kuitenkin tällöin kasvanut, joten pyöräkerralla on myös tilaa hakea ohjautuvuutta suuremman sivuttaissiirtymän kautta ennen laippakontaktin syntymistä. Laippakontakti aiheuttaa pyörän ja kiskon väliseen kontaktiin aina poikittaisvoiman, mikä kasvattaa suistumisriskistä kertovan Y/Q -suhteen arvoa.

Kiskon kulumismuoto vaikuttaa ohjautuvuuteen merkittävästi, eikä kiskon sivukuluminen määrä kerro kulumismuodosta vielä kaikkea oleellista. Pienetkin muutokset kiskon pystykulumisessa voivat vaikuttaa ohjautuvuuteen merkittävästi. Huono ohjautuvuus ei toisaalta välttämättä lisää suistumisriskiä, sillä vaikka laippakontakteja syntyisi enemmän, se ei johda automaattisesti suuriin Y/Q -arvoihin. Epästabiili käyttäytyminen on suistumisriskin kannalta vaarallista.

Kisko- ja pyöräprofiilin yhdistelmällä on merkittävä vaikutus kaluston ohjautuvuuteen ja Y/Q -arvoihin. Samalla kalustolla ja samalla nopeudella tehdyissä simuloinneissa tulokset voivat profiiliparin valinnan mukaan vaihdella paljon. Eri-tyisesti pyöräprofiili vaikuttaa tuloksiin: esimerkiksi kuluneilla kiskoilla ideaali EPS-pyöräprofiili toimii paremmin kuin ideaali S1002-pyöräprofiili.

Taulukossa 6.1 on esitetty yhteenveto kiskon sivukuluminen vaikutuksista pyörän ja kiskon kontaktissa vaikuttavien poikittaisvoiman Y ja pystyvoiman Q suhteeseen, laipan T_y -arvoon ja vaunun poikittaiskiihtyvyyksiin.

Taulukko 6.1 Yhteenveto simuloinneissa saaduista tuloksista. Malleissa käytettyjen eri pyöräprofiilien kohdalle on merkitty, vaikuttaako kiskon sivukuluminen merkittävästi Y/Q -arvoon, T_y -arvoon tai vaunun poikittaiskiihtyvyyksiin. +-merkki kuvaa sitä, että arvo kasvaa ja -merkki sitä, että arvo pienenee. Ensimmäinen merkki kuvaa kaarteiden $R=2377$ m ja $D=76$ mm vaikutusta ja jälkimmäinen kaarteiden $R=1195$ m ja $D=110$ mm vaikutusta.

Simulointitulos		Y/Q	Laipan T_y	Poikittaiskiihtyvyydet
Ed	Ideaali s1002	- / ++	+ / +	- / 0
	6,7 mm kulunut s1002	0 / +	+ / +	- / 0
	Veturin pyöräprofiili (Sd=30,3)	++ / +	+ / +	+ / (-)
	Ideaali EPS	- / +	- / 0	- / 0
Vok	GOST 6096	0	0	0
	GOST 5982	(+) / 0	+ / +	0 / 0

Punaiset +-merkit kertovat, että kyseisessä tapauksessa kiskon sivukuluminen kasvattaa parametrin arvoa, eli esimerkiksi Y/Q-parametrin tapauksessa lisää suistumisriskiä. Taulukossa 6.1 on mukana tarkastelut loivasta kaarteesta ($R=2377\text{ m}$ ja $D=76\text{ mm}$) ja tiukasta kaarteesta ($R=1195\text{ m}$ ja $D=110\text{ mm}$).

Yleisesti ottaen kiskon sivukuluminen ei juuri vaikuttanut junan suistumisriskiin. Ed-vaunulla, vaikka työssä tarkasteltiin useita erilaisia ajotilanteita. Sen sijaan Ed-vaunulla vaikutusta jonkin verran oli, erityisesti veturin Sd 30,3 EPS-pyöräprofiilin tapauksessa, jota ei kuitenkaan todellisuudessa Ed-vaunussa käytetä. Kiskon sivukuluminen vaikutti suistumisriskiin Ed-vaunulla myös S1002- ja EPS-pyöräprofiileilla. Y/Q-arvot ylittivät raja-arvon 0,8 kahdessa tapauksessa, mutta ylitykset olivat niin hetkellisiä, että eivät aiheuta suistumisriskiä. Ed-vaunun simuloinneissa kuluneilla kiskoilla käyttäytyi parhaiten ideaali EPS-pyöräprofiili, kun ideaali S1002-profiili taas toimii huomattavasti paremmin uusia kiskoja vasten.

Suositukset ja jatkotutkimustarpeet

Kiskon sivukulumisen raja-arvoja voidaan simulointien perusteella kasvattaa useita millimetrejä, sillä kiskon sivukuluminen ei vaikuta merkittävästi suistumisriskiin tai matkustusmukavuuteen. Kaluston ohjautuvuuteen vaikuttaa ennen kaikkea kiskoprofiilin kulumismuoto, ei niinkään sivukulumisen määrä. Muutamissa simuloinneissa havaittu kaluston epästabiili käytös johtuu lähinnä profiiliparien yhteensopivuudesta ja niille ominaisesta liikkeen taajuudesta, eikä epästabiili kulku liity suoranaisesti kiskon sivukuluneisuuteen.

Kiskon sivukulumisen raja-arvojen kasvattaminen edellyttää kuitenkin seurantamittauksia sekä kalustosta että radasta, jotta varmistutaan Y/Q-suhteen pysymisestä riittävän alhaisena. Raja-arvojen kasvattamisen myötä syntyy uudenlaisia pyörä-kisko-profiilipareja, ja niiden kohdalla on hyvä varmistaa, ettei epästabiilin käyttäytymisen vaaraa ole. Epästabiilin käyttäytymisen johdosta myös poikittaiskiihtyvyyden arvot saattavat kasvaa suuriksi, vaikka yleisesti ottaen kiskojen sivukulumisen myötä poikittaiskiihtyvyydet tässä tutkimuksessa pienenivät. Lisäksi on syytä varautua siihen, että kiskon kulumisnopeus kasvaa jonkin verran kiskon kulumisen myötä. Tämä riippuu vahvasti profiilipareista eli vaikutus on rataosakohtainen.

Kiskon kestävyys kiskon kulumisen vaikuttaa nykyisillä raja-arvoilla vain hieman, joten myös kestävyys puolesta raja-arvoja on mahdollista kasvattaa. Kiskon kestävyys tulee parhaiten huomioitua vertailukuluneisuus-parametrin kautta, sillä kyseinen parametri huomioi myös pystyikuluneisuuden määrän. Vertailukuluneisuuden raja-arvoista ollaan tässä projektissa tarkastelluissa tilanteissa, eli nykyisillä kulumismuodoilla ja -määrillä, vielä kaukana.

Mikäli eri kalustojen kulkua radalla halutaan optimoida kiskon kulumisrajojen avulla, on kiinnitettävä enemmän huomiota kiskon kulumismuotoon kuin sivukuluneisuuden määrään. Kiskon kulumismuoto riippuu aina ratageometriasta ja liikenteestä. Pieneltäkin vaikuttava ero kulumismuodossa voi vaikuttaa kaluston ohjautuvuuteen merkittävästi.

Tässä projektissa simuloinnit tehtiin kahdella eri kalustomallilla, joista toinen (Ed-vaunu) on verifioitu aiemmassa projektissa "Monikappaledynamiikkaan perustuvien kalustomallien verifiointi" (Loponen et al. 2020). Itäisen yhdysliikenteen Vok-vaunun simuloitu käyttäytyminen olisi kuitenkin syytä vielä varmistaa kentällä tehtävillä mittauksilla. Vok-vaunu on yleinen vaunutyyppi Suomen rataverkolla ja se on suunniteltu Venäjän kapeammalle raideleveydelle. Suomalaisen ja itäisen yhdysliikenteen kaluston käyttäytyminen eroaa toisistaan ja itäisen yhdysliikenteen kalusto tuo omanlaisensa haasteet rataverkon kunnossapitoon. Siksi tutkimuksia ja simuloitteja on tärkeää tehdä jatkossakin suomalaisen kaluston lisäksi myös itäisen yhdysliikenteen kalustolla. Vok-vaunun kiihtyvyyksiä mitattiin kesällä 2019 Porissa tärinäongelman selvittelyn yhteydessä, ja kyseisten kiihtyvyydestulosten avulla on mahdollista varmentaa Vok-vaunun mallin käyttäytymistä. Varmentamisen jälkeen myös Vok-vaunulla tehtävien simuloitien tuloksista saataisiin entistä luotettavampia.

Kiskon sivukulumisen syitä voitaisiin jatkossa selvittää kenttämittausten avulla. Kaluston ajautumista laippakontaktiin voidaan todentaa esimerkiksi maalaamalla kiskoa ja tutkimalla, mikä kalusto kuluttaa maalia kiskon sivulta. Näin voitaisiin selvittää eri kalustojen ohjautumiskykyä esimerkiksi kaarteissa tai vaihdealueilla ja ennen kaikkea sitä, mikä kalusto kuluttaa kiskoa eniten. Samalla metodilla voidaan tutkia kaluston kulkua yleisemminkin.

Kaluston epästabiili käyttäytyminen lisää merkittävästi kiskon kulumista ja tähän on mahdollista saada selvyyttä esimerkiksi videokuvaamalla kaluston käyttäytymistä kaarteissa, joissa kulumisongelma on suuri. Tässä raportissa esitettyjen tulosten myötä on selvää, että epästabiili käyttäytyminen voi johtua kisko- ja pyöräprofiilien epäsopivuudesta.

Lähteet

- Bane NOR. [Teknisk regelverk. Overbygning - Vedlikehold - Skinner](#). 2019.
- Berg, M. 2013. Vehicle track interaction. Track forces and derailment. 12 s. NBIU 2013-2014, luentomateriaali. KTH.
- Cannon, D. F. 2003. Rail Defect Management. The synthesis report. Final report – part B. Joint Research Project 1, UIC.
- Ciotlaus M., Kollo G., Marusceac V. & Orban Z. 2019. Rail-wheel interaction and its influence on rail and wheels wear, *Procedia Manufacturing* 32, pp. 895-900.
- Clayton, P. 1995. Predicting the wear of rails on curves from laboratory data. *Wear*, No 181-183. Paris: Elsevier, pp. 11-19.
- Deutsche Bahn Netz AG. 2016. Richtlinie 821. Inspektion von Schienen in Gleisen und Weichen Schienenfehlerkatalog und Beurteilungsmaßstäbe. Gültig ab 01.07.2016.
- Ding J., Lewis R., Beagles A. & Wang J. 2018. Application of grinding to reduce rail side wear in straight track, *Wear* 402-403, pp. 71-79.
- Elkins J. & Wu H. 1999. Angle of attack and distance-based criteria for flange climb derailment. *Vehicle system dynamics supplement* 33, pp. 293-305.
- EN 14363. 2016. Railway applications. Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running behaviour and stationary tests. CEN, Brussels.
- GOST 10791-2011. 2012. Interstate standard. All-rolled wheels. Specifications. Submitted by the Federal Technical Regulation and Metrology Agency. 47 p.
- Guan, Q., Zeng, J. & Jin, X. 2014. An angle of attack –based derailment criterion for wheel flange climbing. *Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol 228(7), pp. 719-729.
- Hakulinen, P., Korkeamäki, S. & Nurmikolu, A. 2011. Katsaus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksen perusteisiin. Julkaisematon tutkimusraportti. Tampereen teknillinen yliopisto.
- Heinisuo, M. 2008. Rakennustarkastajat, kevät 2008. Tampereen teknillinen yliopisto.
- Iwnicki, S. 2006. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. CRC Press. Print ISBN: 978-0-8493-3321-7. eBook ISBN: 978-1-4200-0489-2
- Jeong, D.Y., Tang, Y.H., Orringer, O. 1998. Estimation of Rail Wear Limits Based on Rail Strength Investigations, US Department of Transportation, Federal Railroad Administration.
- Johnson, D. M. 2006. In: Iwnicki, S. (ed.) *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. CRC Press. Print ISBN: 978-0-8493-3321-7. eBook ISBN: 978-1-4200-0489-2

Kivioja S., Kivivuori S. & Salonen, P. 2010. Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu. Otatieto. Helsinki University Press. 6. painos. 346 s.

Kopf, F., Maras, I., Gasser, F., Norkauer, A., Ritz, O., Krüger, F. 2009. Proposal of European Standard for Track Inspection and Maintenance, EU-rahoitettu projekti Urban Track.

Lewis, R., Christoforou, P., Wang, W.J., Beagles, A., Burstow, M. & Lewis, S.R. 2019. Investigation of the influence of rail hardness on the wear of rail and wheel materials under dry conditions (ICRI wear mapping project) Wear 430-431, pp.383-392.

Lewis, R. & Olofsson, U. 2009. Wheel-rail interface handbook. CRC Press. 842 p.

Loponen, T.-R., Salmenperä, P., Sangi, I. & Nurmikolu A. 2020. [Monikappaledynaamiikkaan perustuvien kalustomallien verifiointi](#). Väyläviraston julkaisuja 10/2020. 71 s.

Loponen, T.-R., Salmenperä, P. & Nurmikolu A. 2016. [Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus](#). Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 14/2016. 155 s. + liitt. 24 s.

Loponen, T.-R., Salmenperä, P. & Nurmikolu A. 2015. Kiskon sivukuluneisuus ja pyöräkerran laippojen välinen etäisyys – raidevälyksen muutoksen vaikutus junan kulkuun. Julkaisematon tutkimusraportti. Tampereen teknillinen yliopisto. 87 s. + liitt. 23 s.

Marquis, B. & Greif, R. 2011. Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment. Proceedings of the ASME/ASCE/IEEE 2011 Joint rail conference, March 16-18 2011, Pueblo, Colorado, USA.

Molatefi H. & Mazraeh A. 2016. On the investigation of wheel flange climb derailment mechanism and methods to control it. Journal of theoretical and applied mechanics, 54, 2, pp. 541-550. Warsaw.

Pesonen, A. 2016. Radan epätasaisuuksien vaikutus kaluston kokemiin kiihtyvyyksiin. Diplomityö. TTY, Tampere. 104 s.

Piironen, T. 2010. [Sijaintiin perustuva liikkuvan kaluston pyörän voitelu](#). Helsinki. Liikenneviraston tutkimuksia ja selvityksiä 3/2010. 102 s. + liitt. 2 s.

Pointner, P., Joerg, A., Jaiswal, J. 2006. Definitive guidelines on the use of different rail grades. Innotrack project, report D4.1.5GL, 2006. http://www.innotrack.net/IMG/pdf/d415-f3-railgrade_selection.pdf

Povilaitienė et al. 2006. Influence of gauge width on rail side wear on track curves, Inesa Povilaitienė, Ipolitas Zenonas Kamaitis, Igoris Podagėlis, Journal of Civil Engineering and Management, 2006, Vol XII, No 3, 255–260.

RailAmerica Engineering. 2011. [Industrial Track Construction Specifications](#), August 2011.

Rail and rail joints. 2009. Government of South Australia, Department of Planning, Transport and Infrastructure, Specification 1050 Rail and Rail Joints, Part is PTSOM's Code of Practice, Volume 2 – Train System (CP2) "Track Support Systems" CP TS 961.

[Ratateknisen ohjeet \(RATO\), osa 13: Radan tarkastus](#). 2006. RHK. Helsinki. 51 s. + liitt. 28 s.

[Ratateknisen ohjeet \(RATO\), osa 21: Liikkuva kalusto](#). 2012. Liikennevirasto. Helsinki. 37 s. + liitt. 25 s.

Sadeghi, J., Barati P. 2010. Evaluation of conventional methods in Analysis and Design of Railway Track System, International Journal of Civil Engineering. Vol. 8, No. 1, March 2010.

Stadlbauer, W., Werner, E. A., Jolller, A., Frank, N. 1999. Zyklischplastisches Verhalten von un- und niedriglegierten Kohlenstoffstählen. Berg- und Hüttenmännische Monatshefte, 144(9):356–361.

Steenbergen, M. 2013. Sähköpostikeskustelu, Steenbergen Michael, Delftin teknillinen yliopisto, 25.2.2013.

Sun Y., Guo Y. & Zhai W. 2019. Prediction of rail non-uniform wear – Influence of track random irregularity, Wear 420–421, pp. 235–244.

Tapp, C. 2005. Mechanische Eigenschaften von Schienenstählen nach zyklischer Verformung, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 5, Nr.719.

Trafikverket. Råler. [Krav på nya och begagnade](#). 2015. BVS 1524.1. Sweden.

Tunna, J., Sinclair, J. & Perez, J. 2007. A review of wheel wear and rolling contact fatigue. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 221, 2, pp 271–289.

Updhay, R. 2000. Decrease of wheel and rail wear. International Railway Journal, 7. London: Europa House, p. 33–34.

Wang W. & Li G. 2012. Development of high-speed railway vehicle derailment simulation – Part II: Exploring the derailment mechanism, Engineering Failure Analysis 24, pp. 93–111.

Wolf, G. P. 2004. Effects of Wide Gauge on Derailment Potential, December 1st 2004, Interface, The Journal of Wheel/Rail Interaction.

Wu H., Shu X. & Wilson N. 2005. Flange Climb Derailment Criteria and Wheel/Rail Profile Management and Maintenance Guidelines for Transit Operations. TCRP report 71. Transportation research board, Washington D.C. 146 p.

Zakharov, S., Zharov, I. 2002. Simulation of mutual wheel/rail wear. Wear, 253(1–2). Paris: Elsevier, pp. 100–106.



Väylävirasto
Trafikledsverket

ISSN 2490-0745
ISBN 978-952-317-796-3
www.vayla.fi